



TUGAS AKHIR (KONVERSI ENERGI) - TM141585

***SIMULASI COMBINED CYCLE POWER
PLANT 500MW DENGAN MODE
KONFIGURASI OPERASI 3-3-1 SEBAGAI
PEAK LOAD DAN BASE LOAD DENGAN
MENGUNAKAN SOFTWARE GATECYCLE***

M IQBAL MUTTAQIN
NRP. 2111100156

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT (ENERGY CONVERSION) - TM141585

**SIMULATION OF COMBINED CYCLE POWER
PLANT 500MW WITH OPERATING MODE
CONFIGURATION 3-3-1 AS BASE LOAD AND
PEAK LOAD BY USING SOFTWARE GATE
CYCLE**

**M IQBAL MUTTAQIN
NRP. 2111100156**

**Academic Supervisor
Prof.Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016**

**SIMULASI COMBINED CYCLE POWER PLANT 500MW
DENGAN MODE KONFIGURASI OPERASI 3-3-1
SEBAGAI PEAK LOAD DAN BASE LOAD DENGAN
MENGUNAKAN SOFTWARE GATECYCLE**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

M IQBAL MUTTAQIN

NRP. 2111 100 156

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng..... (Pembimbing)
(NIP. 195310191979031002)
2. Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT..... (Penguji I)
(NIP. 197301161997021001)
3. Ir. Kadarisman (Penguji II)
(NIP. 194901091974121001)
4. Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc (Penguji III)
(NIP. 196604021989031002)

SURABAYA

Januari, 2016

SIMULASI *COMBINED CYCLE POWER PLANT* 500MW DENGAN MODE KONFIGURASI OPERASI 3-3-1 SEBAGAI *PEAK LOAD* DAN *BASE LOAD* DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE *GATECYCLE*

Nama Mahasiswa : M Iqbal Muttaqin
NRP : 2111 100 156
Jurusan : S1 Teknik Mesin FTI ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

Abstrak

Pemadaman listrik yang dialami hampir setiap daerah saat ini disebabkan kekurangan pasokan listrik. Bila hal ini tidak mendapat perhatian khusus dan upaya terobosan luar biasa, maka krisis listrik bisa terjadi dalam 3-4 tahun kedepan. Saat ini total kapasitas terpasang nasional sebesar 50.000 MW yang dibangun PLN beserta swasta sejak PLN berdiri. Dengan memperhitungkan proyeksi pertumbuhan ekonomi 6-7% setahun, dalam lima tahun ke depan dibutuhkan tambahan kapasitas listrik sebesar 35.000 MW atau 7.000 MW per tahun. Oleh karena itu, pemerintah tidak memiliki pilihan lain kecuali harus menambah kapasitas listrik sebesar 35.000 MW. Program kelistrikan ini menjadi program strategis nasional yang dikukuhkan dalam dokumen Rencana Pembangunan Jangka Menengah Nasional 2015-2019. Hal inilah yang memperkuat keputusan PT Indonesia Power untuk mengganti PLTU UBP Perak dengan Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU atau Combined Cycle).

Penelitian ini dilakukan dengan beberapa tahapan awal yaitu identifikasi kebutuhan listrik nasional, perumusan tujuan beban puncak dan dasar pembangkit, studi literature dan observasi lapangan. Sebagai referensi dalam melakukan tahapan-tahapan umum tersebut, diperlukan pengambilan data operasi PLTGU Unit Pembangkitan Gresik dan spesifikasi turbin

gas Mitsubishi M501DA. Data-data tersebut digunakan untuk membuat pembuatan sistem pada software GateCycle. Setelah perancangan simulasi dinyatakan convergen dan sesuai dengan validasi termodinamika, maka akan dilakukan variasi sesuai dengan output yang diinginkan yakni peak load 500MW dan base load 100MW.

Dari penelitian ini didapatkan bahwa untuk memenuhi beban puncak 500MW (peak load), pembangkit dioperasikan dengan konfigurasi 3-3-1 beban 100% dengan konsumsi LHV bahan bakar sebesar 1005320 kJ/s. Sedangkan pada beban dasar 100MW (base load), pembangkit dioperasikan dengan konfigurasi 1-1-1 beban 60% dengan konsumsi LHV bahan bakar sebesar 221292 kJ/s. Pada saat peak load, pembangkit memiliki efisiensi sebesar 49,73%. Sedangkan pada saat base load, pembangkit memiliki efisiensi sebesar 45,18%. Berbanding terbalik dengan heat rate yang bernilai 1728,9 kcal/kWh dan 1903,5 kcal/kWh.

Kata kunci : Combined Cycle, Peak Load, Base Load, Efisiensi, Heat Rate

***SIMULATION OF COMBINED CYCLE POWER
PLANT 500MW WITH OPERATING MODE
CONFIGURATION 3-3-1 AS BASE LOAD AND PEAK
LOAD BY USING SOFTWARE GATECYCLE***

Student Name : M Iqbal Muttaqin
NRP : 2111 100 156
Departement : S1 Teknik Mesin FTI ITS
Advisor Lecturer : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

Abstract

Power outages experienced in most area these recent days was caused by power shortage. If it does not get any special attention and extraordinary breakthrough efforts, the electricity crisis will occur within 3-4 years. Currently, the national installed capacity of 50,000 MW have been built by PLN and private companies since PLN was established. By considering the projected economic growth of 6-7% per year, it needs additional power capacity 35,000 MW during next five years (or 7,000 MW per year). Therefore, the government has no another choice besides adding 35,000 MW of electricity capacity. It becomes national strategic program which is stated in National Medium-Term Development Plan period 2015-2019. This is what reinforces PT Indonesia Power's decision to replace UBP Perak steam power plant with gas and steam power plant (or Combined Cycle Power Plant)..

This research was carried out with some of early stages, which were identification national electricity needs, explaining peak and basic load of generator, literature studies and field observations. As reference in taking those general stages, data taking of Gresik Power Plant Unit and Mitsubishi gas turbine M501DA specification were needed. The data was used to build system at GateCycle software. Once simulation design has been represented as convergent and compatible with thermodynamics

validation, variation which were suitable with expected output (in which peak load is 500MW and base load is 100MW) will be carried out.

By this study, it was found that to fulfill peak load 500MW, power plant was operated with configuration 3-3-1 load 100% with LHV fuel consumption 1005320 kJ/S. While with base load 100MW, power plant was operated with configuration 1-1-1 load 60% with LHV fuel consumption 22192 kJ/S. At peak load, power plant efficiency was 49.73%, while at base load power plant got 45.18% of efficiency. Inversely proportional to the heat rate, which are 1728.9 kcal/kWh and 1903.5 kcal/kWh.

Keywords : Combined Cycle, Peak Load, Base Load, Efficiency, Heat Rate

KATA PENGANTAR

*Bismillahirrahmanirrahim,
Assalamu 'alaikum Wr. Wb.*

Alhamdulillah segala puji syukur kami panjatkan kehadiran Allah SWT, karena atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Simulasi *Combine Cycle Power Plant* 500MW dengan Mode Konfigurasi Operasi 3-3-1 Sebagai *Peak Load* dan *Base Load* dengan Menggunakan *Software Gatecycle*”. Tugas Akhir ini disusun sebagai persyaratan kelulusan pada Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini penulis banyak mendapat saran, dorongan, bimbingan serta keterangan-keterangan dari berbagai pihak yang merupakan pengalaman yang tidak dapat diukur secara materi, namun dapat membukakan mata penulis bahwa sesungguhnya pengalaman dan pengetahuan tersebut adalah guru yang terbaik bagi penulis. Oleh karena itu dengan segala hormat dan kerendahan hati perkenankanlah penulis mengucapkan terima kasih kepada :

- Papa dan Mama yang selalu memberikan dukungan dan doanya.
- Bapak Djatmiko Ichsani, selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
- Bapak Bambang Sudarmanta, bapak Kadarisman dan bapak Atok Setiyawan. selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis.
- Bapak Londen dan bapak Khoirul Efendi, selaku dosen wali yang telah memberikan arahan-arahannya kepada penulis selama masa perkuliahan tahap Sarjana.

- Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis berkuliah, baik akademis maupun non akademis.
- Tete Sarah, tete Nisa dan Irfan yang telah membantu menterjemahkan, merapihkan dan mencetak Tugas Akhir ini.
- Azhar, Angga, Atus, Mukhlis, Louis, Ridwan, Alvin dan teman-teman lainnya yang sering mengingatkan penulis untuk terus shalat berjamaah di Masjid Manarul Ilmi.
- Mas Iqbal, mas Anas, Mas Khoiri dan Syabab Hizbut Tahrir lainnya.
- Latif, Ari, Bobby, Nazilah dan teman-teman pengurus Himpunan Mahasiswa Mesin ITS periode 2013/2014
- Semua pihak yang tidak mungkin penulis sebutkan satu persatu yang telah terlibat banyak membantu sehingga tugas akhir ini dapat diselesaikan.

Dalam penyusunan tugas akhir ini, penulis menyadari masih terdapat banyak kekurangan yang dibuat baik sengaja maupun tidak sengaja, dikarenakan keterbatasan ilmu pengetahuan dan wawasan serta pengalaman yang penulis miliki. Untuk itu penulis mohon maaf atas segala kekurangan tersebut tidak menutup diri terhadap segala saran dan kritik serta masukan yang bersifat konstruktif bagi diri penulis.

Akhir kata semoga dapat bermanfaat bagi penulis sendiri, institusi pendidikan dan masyarakat luas. Amin!

Wassalamu 'alaikum Wr. Wb

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah	6
1.4 Tujuan Penelitian	7
1.5 Manfaat Penelitian	7
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	9
2.1 Pengertian Umum PLTGU	9
2.1.1 Siklus Brayton	11
2.1.2 Siklus Rankine	12
2.2 Pola Operasi P3B	14
2.2.1 <i>Base Load</i> (Beban Dasar)	15
2.2.2 <i>Medium Load</i> (Beban Sedang)	15
2.2.3 <i>Peak Load</i> (Beban Puncak)	15
2.3 Konfigurasi PLTGU	17
2.3.1 Konfigurasi 1–1–1	17
2.3.2 Konfigurasi 2–2–1	17
2.3.3 Konfigurasi 3–3–1	18
2.4 Komponen Utama PLTGU	18
2.4.1 Turbin Gas	18
2.4.2 HRSG (<i>Heat Recovery Steam Generator</i>)	19
2.4.3 Turbin Uap	22
2.5 Analisis Termodinamika	23
2.5.1 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor PLTG23	23
2.5.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor PLTU24	24
2.5.3 Analisis Open Feedwater Heater	27
2.5.4 Analisis Closed Feedwater Heater	29

2.5.5	Perhitungan Fraksi Massa.....	30
2.5.6	Perhitungan Efisiensi Siklus.....	31
2.5.7	Perhitungan Laju Kalor (Heat Rate).....	32
2.6	Penelitian Terdahulu.....	32
2.6.1	Analisis <i>repowering</i> PLTU unit 1 PT PJB UP Gresik menggunakan software <i>gatecycle</i> dengan mempertahankan daya <i>steam turbine</i> sebesar 100 MW	32
2.6.2	<i>Studying the effects of combining internal and external heat recovery on techno-economic performances of gas-steam power plants.</i>	34
BAB III METODE PENELITIAN		37
3.1	Metodologi	37
3.2	Flowchart Penelitian.....	37
3.3	Penjelasan Flowchart Penelitian.....	40
3.3.1	Tahap Identifikasi	40
3.3.2	Tahap Pengambilan Data dan Analisis	40
3.3.3	Tahap Simulasi	40
3.3.4	Tahap Perhitungan Termodinamika	42
3.3.5	Tahap Pengambilan Kesimpulan	43
3.4	Flowchart Perhitungan.....	43
3.5	Penjelasan Flowchart Perhitungan.....	46
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN		49
4.1	Membangun Pemodelan PLTGU UBP Perak dengan <i>Software GateCycle</i>	49
4.2	Validasi Hasil Simulasi GateCycle dengan Perhitungan Termodinamika.....	53
4.2.1	Opened Cycle – Unit 1	54
4.2.2	Closed Cycle.....	55
4.2.3	Combined Cycle	57
4.2.4	Matriks Mass Balance	58
4.3	Analisis Kondisi Tingkat Keadaan pada PLTGU Setelah Dilakukan Variasi.....	61
4.3.1	Variasi Beban pada Konfigurasi 3-3-1	61
4.3.2	Variasi Beban pada Konfigurasi 2-2-1	70
4.3.3	Variasi Beban pada Konfigurasi 1-1-1	71

4.3.4 Grafik Variasi	73
4.4 Data Hasil Simulasi Combined Cycle pada Konfigurasi 3-3-1	77
4.4.1 Flow Data Opened Cycle	77
4.4.2 Distribusi Temperatur HRSG	78
4.4.3 Flow Data Closed Cycle	87
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	91
5.1 Kesimpulan	91
5.2 Saran	91
DAFTAR PUSTAKA	93
LAMPIRAN	Error! Bookmark not defined.
BIODATA PENULIS	101

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Rencana kebutuhan kapasitas berdasar jenis pembangkit	3
Gambar 1.2 Proyeksi komposisi produksi energi listrik per jenis bahan bakar se-Indonesia.....	4
Gambar 1.3 Kemampuan pembangkit pada saat beban dasar maupun puncak.....	6
Gambar 2.1 Skema Sederhana PLTGU	9
Gambar 2.2 (a) Siklus Brayton (b) Diagram P-v dan Diagram T-s	11
Gambar 2.3 (a) Siklus Rankine (b) Diagram Temperatur – Entropinya	13
Gambar 2.4 <i>Daily Load Curve</i> Sistem Jamali	16
Gambar 2.5 Bagan Turbin Gas dan Komponennya.....	18
Gambar 2.6 Flow Diagram Gas Buang HRSG.....	20
Gambar 2.7 Skema HP SH-2 HRSG PLTGU UP Gresik.....	26
Gambar 2.8 Skema <i>Steam Turbine</i> PLTGU UP Gresik	26
Gambar 2.9 <i>Open Feedwater Heater</i>	27
Gambar 2.10 <i>Siklus Regeneratif dengan Satu Open Feedwater Heater</i>	28
Gambar 2.11 <i>Closed Feedwater Heater</i>	29
Gambar 2.12 <i>Siklus Regeneratif dengan Satu Closed Feedwater Heater</i>	30
Gambar 2.13 Siklus Regeneratif.....	30
Gambar 2.14 Pemodelan PLTU Unit 1 dengan <i>software GateCycle</i>	34
Gambar 2.15 Pemodelan PLTGU hasil <i>full repowering</i>	34
Gambar 2.16 Permodelan pada <i>software GateCycle</i> CCGTs.....	36
Gambar 2.17 Grafik hubungan antara <i>net power plant</i> dengan efisiensi dan TIT	36

Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	39
Gambar 3.2 <i>Heat Balance Diagram</i> pada PLTGU UP Gresik....	41
Gambar 3.3 Skema Simulasi PLTGU UP Gresik.....	41
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> perhitungan siklus gabungan.....	45
Gambar 4.1 Penomeran pada setiap tingkat keadaan <i>Heat Balance Diagram</i>	49
Gambar 4.2 Hasil pemodelan perencanaan PLTGU UBP Perak.	52
Gambar 4.3 Hasil <i>Running Cycle</i> PLTGU yang telah konvergen	53
Gambar 4.4 Matriks <i>mass balance</i> sebelum diketahui <i>mass flow rate</i> setiap tingkat keadaan	59
Gambar 4.5 Matriks <i>mass balance</i> sebelum diketahui <i>mass flow rate</i> setiap tingkat keadaan	60
Gambar 4.6 Pemodelan <i>Combined Cycle</i> dengan Konfigurasi 3-3-1	62
Gambar 4.7 Skema Sistem Pembangkit Tenaga Gas	62
Gambar 4.8 T-s Diagram dari Siklus Pembangkit Tenaga Gas...	64
Gambar 4.9 Skema Sistem Pembangkit Tenaga Uap	65
Gambar 4.10 T-s Diagram dari Siklus Pembangkit Tenaga Uap	69
Gambar 4.11 Pemodelan <i>Combined Cycle</i> dengan Konfigurasi 2-2-1	71
Gambar 4.12 Pemodelan <i>Combined Cycle</i> dengan Konfigurasi 1-1-1	72
Gambar 4.13 Efisiensi Netto Pembangkit Terhadap Pembebanan pada Setiap Konfigurasi.....	73
Gambar 4.14 <i>Heat Rate</i> Netto Pembangkit Terhadap Pembebanan pada Setiap Konfigurasi.....	74
Gambar 4.15 Daya Netto Pembangkit Terhadap Pembebanan pada Setiap Konfigurasi.....	75
Gambar 4.16 Konsumsi Bahan Bakar Pembangkit Terhadap Pembebanan pada Setiap Konfigurasi	76

Gambar 4.17 Distribusi Temperatur HRSG	78
Gambar 4.18 Q-T Diagram HP Superheater-2	79
Gambar 4.19 Q-T Diagram HP Superheater-1	80
Gambar 4.20 Q-T Diagram HP Evaporator	81
Gambar 4.21 Q-T Diagram HP Economizer-2	82
Gambar 4.22 Q-T Diagram LP Evaporator	83
Gambar 4.23 Q-T Diagram HP Economizer-1	84
Gambar 4.24 Q-T Diagram LP Economizer	85
Gambar 4.25 Q-T Diagram Pre Heater	86
Gambar 4.26 Q-T Diagram Kondensor	89

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Data analisis kandungan bahan bakar.....	50
Tabel 4.2 Spesifikasi <i>Gas Turbine</i> Mistubishi Heavy Industries M501D	51
Tabel 4. 3 Nilai error antara data hasil simulasi GateCycle dan perhitungan termodinamika	57
Tabel 4.4 Hasil Keseluruhan Sistem Konfigurasi 3-3-1	61
Tabel 4.5 Hasil Keseluruhan Sistem Konfigurasi 2-2-1	70
Tabel 4.6 Hasil Keseluruhan Sistem Konfigurasi 1-1-1	71
Tabel 4.7 <i>Flow Data</i> Kompresor	77
Tabel 4.8 <i>Flow Data Combustor</i>	77
Tabel 4. 9 <i>Flow Data Gas Turbine</i>	77
Tabel 4.10 <i>Flow Data</i> HP Superheater-2	79
Tabel 4.11 <i>Flow Data</i> HP Superheater-1	80
Tabel 4.12 <i>Flow Data</i> HP Evaporator	81
Tabel 4.13 <i>Flow Data</i> HP Economizer-2	82
Tabel 4.14 <i>Flow Data</i> LP Evaporator	83
Tabel 4.15 <i>Flow Data</i> HP Economizer-1	84
Tabel 4.16 <i>Flow Data</i> LP Economizer	85
Tabel 4.17 <i>Flow Data</i> Pre Heater	86
Tabel 4.18 <i>Flow Data</i> CEP	87
Tabel 4.19 <i>Flow Data Air Ejector</i>	87
Tabel 4.20 <i>Flow Data</i> OFWH-1	87
Tabel 4.21 <i>Flow Data</i> Deaerator	87
Tabel 4.22 <i>Flow Data</i> HP BFP.....	88
Tabel 4.23 <i>Flow Data</i> LP BFP	88
Tabel 4.24 <i>Flow Data</i> HP ST	88
Tabel 4.25 <i>Flow Data</i> OFWH-2	88
Tabel 4.26 <i>Flow Data</i> LP ST	88
Tabel 4.27 <i>Flow Data Condensor</i>	89



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Hasil Proyeksi Penduduk Indonesia yang dilakukan oleh Badan Pusat Statistik, bahwa pertumbuhan rata-rata per tahun penduduk Indonesia selama periode 2010-2035 menunjukkan kecenderungan terus menurun. Dalam periode 2010-2015 dan 2030-2035 laju pertumbuhan penduduk turun dari 1,38 persen menjadi 0,62 persen per tahun. Walaupun demikian, jumlah penduduk Indonesia selama dua puluh lima tahun mendatang terus meningkat yaitu dari 238,5 juta pada tahun 2010 menjadi 305,6 juta pada tahun 2035.

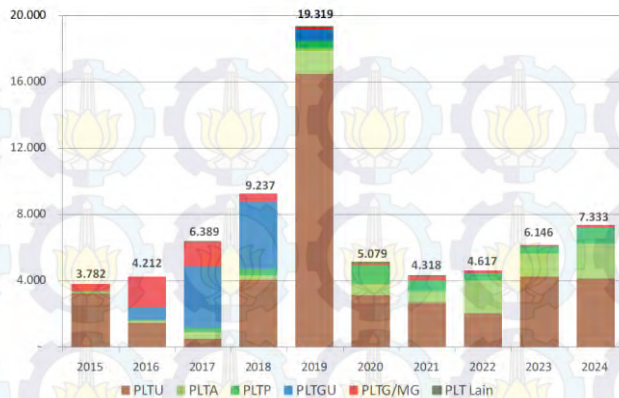
Hal tersebut menjadikan jumlah kebutuhan tenaga listrik (pelanggan) meningkat dari 60,3 juta tahun 2015 menjadi 78,4 juta pada tahun 2024 atau bertambah rata-rata 2,2 juta per tahun. Penambahan pelanggan tersebut akan meningkatkan rasio elektrifikasi dari 87,7% menjadi 99,4%. Secara regional, kebutuhan listrik Jawa - Bali diperkirakan akan meningkat dari 165,4 TWh menjadi 324,4 TWh, atau tumbuh rata-rata 7,8% per tahun. Untuk Indonesia Timur pada periode yang sama, kebutuhan listrik akan meningkat dari 22,6 TWh menjadi 57,1 TWh atau tumbuh rata-rata 11,1% per tahun. Wilayah Sumatera tumbuh dari 31,2 TWh menjadi 82,8 TWh atau tumbuh rata-rata 11,6% per tahun.

Pemadaman listrik yang dialami hampir setiap daerah saat ini disebabkan kekurangan pasokan listrik. Bila hal ini tidak mendapat perhatian khusus dan upaya terobosan luar biasa, maka krisis listrik bisa terjadi dalam 3-4 tahun kedepan. Kondisi ini bukan hanya kurang mendukung aktifitas masyarakat, tetapi juga dapat menurunkan daya saing industri dan menghambat pertumbuhan ekonomi nasional. Cadangan listrik yang terbatas adalah cermin dari ketidakmampuan pasokan dalam mengimbangi pertumbuhan kebutuhan. Penyebabnya adalah tertinggalnya pembangunan pembangkit sebesar 6,5% dibanding pertumbuhan

permintaan listrik sebesar 8,5% dalam lima tahun terakhir. Keteringgalan itu akibat terkendala berbagai permasalahan, seperti pembebasan lahan, regulasi dan perizinan, pendanaan, hingga negosiasi harga jual listrik antara pihak swasta dengan PLN.

Saat ini total kapasitas terpasang nasional sebesar 50.000 MW yang dibangun PLN beserta swasta sejak PLN berdiri. Dengan memperhitungkan proyeksi pertumbuhan ekonomi 6-7% setahun, dalam lima tahun ke depan dibutuhkan tambahan kapasitas listrik sebesar 35.000 MW atau 7.000 MW per tahun. Oleh karena itu, pemerintah tidak memiliki pilihan lain kecuali harus menambah kapasitas listrik sebesar 35.000 MW. Program kelistrikan ini menjadi program strategis nasional yang dikukuhkan dalam dokumen Rencana Pembangunan Jangka Menengah Nasional 2015-2019.

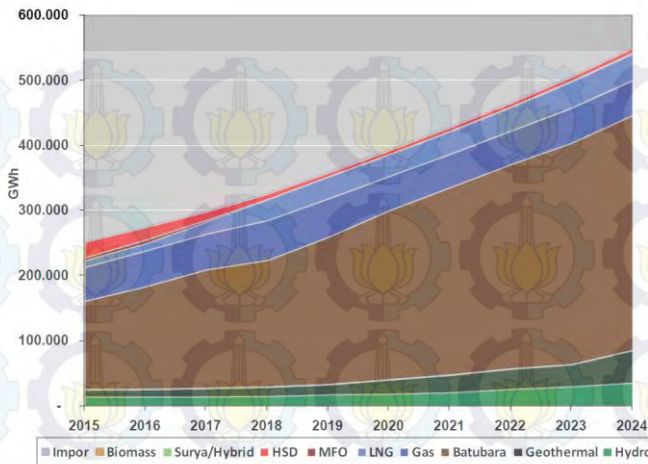
Gambar 1.1 menunjukkan rencana kebutuhan kapasitas berdasar jenis pembangkit. Total kapasitas PLTU yang akan dibangun mencapai 42,1 GW atau 59,8%. PLTGU gas yang direncanakan berkapasitas 9,1 GW atau 13,0% dan PLTG sebesar 5,0 GW atau 7,1%. Untuk energi terbarukan, yang terbesar adalah PLTA sebesar 9,3 GW atau 13,1% dari kapasitas total, disusul oleh panas bumi sebesar 4,8 GW atau 6,8%, termasuk PLTM skala kecil tersebar sebanyak 0,9 GW dan PLT lain 0,1 GW. Namun dalam waktu dekat, diperlukan perhatian khusus dalam pembangunan PLTGU yang mendominasi jenis pembangkit yang akan dibangun pada tahun 2016-2018.



Sumber : Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik, PT PLN (Persero) 2015-2019

Gambar 1.1 Rencana kebutuhan kapasitas berdasar jenis pembangkit

Komposisi produksi listrik pada tahun 2024 untuk gabungan Indonesia diproyeksikan akan menjadi 63,7% batubara, 19,2% gas alam (termasuk LNG), 9% panas bumi, tenaga air 6,6% serta 1,5% minyak dan bahan bakar lainnya seperti ditunjukkan pada Gambar 1.2.



Sumber : Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik, PT PLN (Persero) 2015-2019

Gambar 1.2 Proyeksi komposisi produksi energi listrik per jenis bahan bakar se-Indonesia

1.2 Perumusan Masalah

Untuk memenuhi amanat Peraturan Pemerintah Nomor 14 Tahun 2012 tentang Kegiatan Usaha Penyediaan Tenaga Listrik, PT PLN (Persero) menyusun dokumen Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik (RUPTL) tahun 2015-2024. Proyeksi kebutuhan tenaga listrik (*demand forecast*) disusun untuk memperkirakan jumlah energi listrik yang diperlukan untuk mendukung pertumbuhan ekonomi yang ditargetkan Pemerintah dengan memperhatikan pertumbuhan penduduk. Pengembangan kapasitas pembangkit direncanakan untuk memenuhi pertumbuhan kebutuhan listrik dengan margin cadangan (*reserve margin*) tertentu dan sedapat mungkin direncanakan secara optimal dengan prinsip biaya terendah (*least cost*). Pengembangan pembangkit juga mengutamakan pemanfaatan sumber energi setempat.

Secara geografis, PT Indonesia Power UBP Perak memiliki lahan yang dekat dengan sumber energi gas di Gresik.

Namun karena telah mengalami penurunan unjuk kerja dan kerusakan yang begitu kompleks, sejak tahun 1995, Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) berkapasitas 2x25 milik PT Indonesia Power disana tidak dapat beroperasi kembali. Tingginya penggunaan solar hingga 200 kilo liter (kl) per hari dan biaya operasional, menjadikan urgensi dalam pembangunan pembangkit listrik baru.

PT Indonesia Power harus membangun sebuah pembangkit baru dengan kapasitas beban dasar (*base load*) sebesar 100MW dan beban puncak (*peak load*) sebesar 500MW. Pembangkit akan terus dioperasikan pada beban dasar hingga memasuki waktu *peak* pukul 17.00 - 22.00 seperti pada gambar 1.3. *Combined Cycle Power Plant* yang biasa dikenal Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) dipilih dalam penelitian ini disebabkan PLTGU mampu meningkatkan kondisi beban dari beban dasar menuju beban puncak dengan cepat. Untuk mengetahui karakteristik pembangkit yang akan digunakan pada setiap puncak dan dasar, diperlukan sebuah simulasi perencanaan dan analisis termodinamika sebagai validasi.



Gambar 1.3 Kemampuan pembangkit pada saat beban dasar maupun puncak

1.3 Batasan Masalah

Pada analisis berikut diambil beberapa batasan masalah dan asumsi yang akan membantu dalam proses analisis, perhitungan dan pembahasan. Batasan masalah yang diambil adalah sebagai berikut :

1. Analisis berdasarkan referensi data operasi PLTGU PT PJB Unit Pembangkitan Gresik
2. Analisis PLTGU menggunakan konfigurasi 3-3-1, 2-2-1 dan 1-1-1
3. Analisis yang digunakan adalah termodinamika
4. Pembebanan di unit dalam kondisi tunak
5. Bahan bakar yang digunakan adalah gas alam dengan hasil uji terlampir
6. *Heat Loss* dan kebocoran pada sistem maupun *pipe line* diabaikan
7. Efek energi kinetik dan potensial diabaikan
8. Simulasi dilakukan dengan *software GateCycle Version 5.61*
9. Analisis perhitungan ekonomi diabaikan.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui properties setiap tingkat keadaan pada kondisi *peak load* dan *base load*
2. Mengetahui konsumsi bahan bakar pembangkit pada kondisi *peak load* dan *base load*
3. Mengetahui nilai *heat rate* dan efisiensi pada kondisi *peak load* dan *base load*

1.5 Manfaat Penelitian

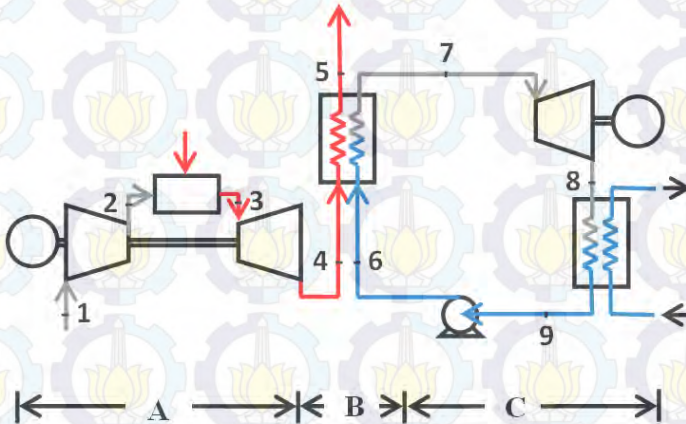
Manfaat penulisan dengan selesainya tugas akhir ini dapat menjadi bahan referensi bagi PT Indonesia Power dalam melakukan perencanaan penggantian PLTU menjadi PLTGU. Sehingga dari sisi teknis diharapkan perusahaan tidak salah mengambil keputusan dalam proses pengadaan PLTGU UBP Perak dan sukses dalam memenuhi kebutuhan listrik Negara.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Pengertian Umum PLTGU



A : Sistem Turbin Gas
B : Heat Recovery Steam Generator
C : Sistem Turbin Uap

Gambar 2.1 Skema Sederhana PLTGU

Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) merupakan suatu sistem instalasi peralatan yang berfungsi untuk mengubah energi panas dari hasil pembakaran bahan bakar dan udara menjadi energi listrik yang bermanfaat. PLTGU adalah gabungan antara Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) dan Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU). Karena itu PLTGU disebut juga sebagai *Combined Cycle power plant*. PLTG menggunakan bahan bakar gas atau minyak solar (HSD). Sedangkan PLTU pada sistem pembangkit ini tidak membutuhkan bahan bakar untuk memanaskan air hingga menjadi uap, yang kemudian digunakan untuk memutar turbin uap. Proses tersebut memanfaatkan gas buang yang dihasilkan dari proses pembakaran pada PLTG, yang masih mempunyai temperatur tinggi, yang digunakan untuk memanaskan air hingga

menjadi uap pada HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*). Selanjutnya uap hasil pemanasan tadi digunakan untuk memutar turbin uap (PLTU).

Dapat dilihat pada gambar 2.1 secara garis besar, sistem kerja PLTGU dimulai dengan masuknya udara bertekanan tinggi dan bahan bakar ke ruang bakar (*combustor*) untuk proses pembakaran. Pada turbin gas hasil pembakaran digunakan untuk menggerakkan sudu gas turbin, sehingga menyebabkan turbin berputar. Karena turbin berada satu poros dengan generator, maka perputaran turbin mengakibatkan timbulnya energi listrik yang dihasilkan oleh generator.

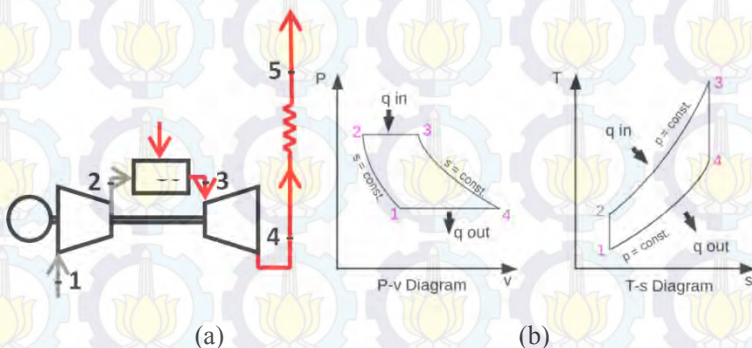
Gas buang dari proses pembakaran tersebut sebelumnya dibuang begitu saja ke udara bebas. Kemudian dengan adanya kemajuan teknologi, gas buang pada PLTG yang masih mempunyai temperatur tinggi dapat dimanfaatkan lagi, dengan cara memasukkan gas buang tersebut ke HRSG untuk memanaskan air yang ada di HRSG. Di dalam HRSG terjadi pertukaran panas antara gas panas yang dikeluarkan *exhaust gas turbine* dengan fluida kerja PLTU dengan siklus tertutup (*Closed Cycle*). Hasil pemanasan air berupa uap (*steam*) masuk ke turbin uap berupa uap kering untuk menggerakkan sudu-sudu turbin. Karena turbin uap dan generator terletak pada satu poros, putaran turbin menyebabkan generator dapat menghasilkan energi listrik.

Sisa uap yang digunakan untuk menggerakkan turbin dialirkan ke condenser, agar dapat terjadi proses kondensasi atau kembali ke bentuk air. Proses kondensasi memerlukan tekanan *vacuum*. Proses kondensasi uap terjadi karena uap bersentuhan dengan pipa-pipa yang di bagian dalamnya dialiri air laut, sehingga terjadi air kondensasi. Air kondensasi yang terjadi dipompa kembali menuju HRSG. Begitu seterusnya, rangkaian proses tersebut terjadi dalam siklus tertutup. Namun pada saat rangkaian proses tersebut berlangsung dalam siklus tidak tertutup kemungkinan terjadi kerugian-kerugian (*water losses*), seperti *continous blow down*, sehingga perlu ditambahkan air (*make up water*).

Dalam pendekatan termodinamika, siklus gabungan (*Combined Cycle*) akan dibagi menjadi dua yaitu *Brayton Cycle* dan *Rankine Cycle*.

2.1.1 Siklus Brayton

Siklus Brayton merupakan siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas. Siklus yang terdiri dari proses kompresi isentropik dan diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan ini, melibatkan tiga komponen utama. Yakni kompresor, ruang bakar (*combustion chamber*), dan turbin. Media kerja udara atmosfer masuk melalui sisi inlet kompresor, melewati ruang bakar, dan dilepaskan ke atmosfer setelah melewati turbin. Fenomena-fenomena termodinamika yang terjadi pada siklus Brayton ideal adalah sebagai berikut.



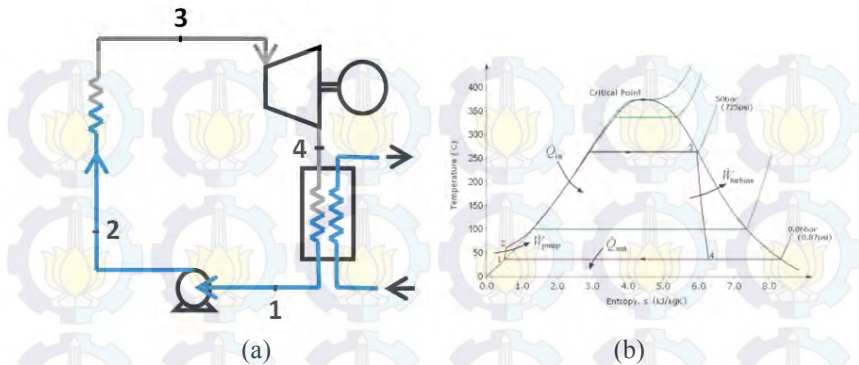
Gambar 2.2 (a) Siklus Brayton (b) Diagram P-v dan Diagram T-s

1. **Proses 1-2 Kompresi Isentropik :** Udara atmosfer masuk ke dalam sistem turbin gas melalui sisi inlet kompresor. Oleh kompresor, udara dikompresikan sampai tekanan tertentu diikuti dengan volume ruang yang menyempit. Proses ini tidak diikuti dengan perubahan entropi, sehingga disebut proses isentropik. Proses ini ditunjukkan dengan angka 1-2 pada kurva di atas.

2. **Proses 2-3 Pembakaran Isobarik** : Pada tahap 2-3, udara terkompresi masuk ke ruang bakar. Bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar, dan diikuti dengan proses pembakaran bahan bakar tersebut. Energi panas hasil pembakaran diserap oleh udara (qin), meningkatkan temperatur udara, dan menambah volume udara. Proses ini tidak mengalami kenaikan tekanan udara, karena udara hasil proses pembakaran bebas berekspansi ke sisi turbin. Karena tekanan yang konstan inilah maka proses ini disebut isobarik.
3. **Proses 3-4 Ekspansi Isentropik** : Udara bertekanan yang telah menyerap panas hasil pembakaran, berekspansi melewati turbin. Sudu-sudu turbin yang merupakan nozzle-nozzle kecil berfungsi untuk mengkonversikan energi panas udara menjadi energi kinetik. Sebagian energi tersebut dikonversikan turbin untuk memutar kompresor. Pada sistem pembangkit listrik turbin gas, sebagian energi lagi dikonversikan turbin untuk memutar generator listrik. Sedangkan pada mesin turbojet, sebagian energi panas dikonversikan menjadi daya dorong pesawat oleh sebetuk nozzle besar pada ujung keluaran turbin gas.
4. **Proses 4-1 Pembuangan Panas** : Tahap selanjutnya adalah pembuangan udara kembali ke atmosfer. Pada siklus Brayton ideal, udara yang keluar dari turbin ini masih menyisakan sejumlah energi panas ke atmosfer.

2.1.2 Siklus Rankine

Siklus Rankine adalah siklus termodinamika yang mengubah energi panas pada aliran tertutup (*close-loop cycle*), artinya secara konstan air pada akhir proses siklus masuk kembali ke proses awal siklus. Siklus yang menggunakan air sebagai fluida kerja ini, seringkali diaplikasikan sebagai siklus Carnot terutama dalam menghitung efisiensi. Terdapat empat proses dalam siklus Rankine yang memiliki perbedaan keadaan (tekanan dan/atau wujud).



Gambar 2.3 (a) Siklus Rankine (b) Diagram Temperatur – Entropinya

1. **Proses 1-2:** Fluida kerja / air dipompa dari tekanan rendah ke tinggi, dan pada proses ini fluida kerja masih berfase cair sehingga pompa tidak membutuhkan input tenaga yang terlalu besar. Proses ini dinamakan proses kompresi-isentropik karena saat dipompa, secara ideal tidak ada perubahan entropi yang terjadi.
2. **Proses 2-3:** Air bertekanan tinggi tersebut masuk ke HRSG untuk mengalami proses selanjutnya, yaitu dipanaskan secara isobarik (tekanan konstan). Sumber panas didapatkan dari gas panas dari sisa pembuangan *exhaust gas turbine*.
3. **Proses 3-4:** Proses ini terjadi pada turbin uap. Uap air kering dari boiler masuk ke turbin dan mengalami proses ekspansi secara isentropik. Energi yang tersimpan di dalam uap air dikonversi menjadi energi gerak pada turbin.
4. **Proses 4-1:** Uap air yang keluar dari turbin uap masuk ke kondensor dan mengalami kondensasi secara isobarik. Uap air diubah fasenya menjadi cair kembali sehingga dapat digunakan kembali pada proses siklus.

2.2 Pola Operasi P3B

Penggunaan energi listrik adalah suatu bentuk penggunaan energi yang sangat fleksibel baik ditinjau dari kemungkinan konversinya maupun transmisinya. Akan tetapi energi listrik sulit disimpan, jadi harus dibangkitkan pada saat dibutuhkan. Dengan demikian maka kontinuitas pasok listrik menjadi permasalahan utama dalam manajemen kelistrikan baik dari segi operasi maupun dari segi perencanaan.

Sistem kelistrikan di Jawa Bali terhubung secara interkoneksi, dimana kebutuhan listrik dipasok oleh beberapa jenis pembangkit, yaitu PLTU, PLTG, PLTGU, PLTP, dan PLTA. Masing - masing pembangkit beroperasi dengan berbagai macam bahan bakar, yaitu gas, batu bara, panas bumi, air, dan minyak. Pengaturan penjadwalan pembangkit, yang beroperasi di Jawa Bali dilakukan oleh P3B (Pusat Pengola Pengatur Beban) yang berlokasi di Jakarta.

Ada 3 kriteria yang harus dipenuhi dalam mengatur operasi unit pembangkit, yaitu keamanan, mutu dan ekonomi. Keamanan adalah kemampuan sistem kelistrikan untuk menghadapi kejadian yang tidak direncanakan (gangguan), tanpa terjadi pemadaman. Mutu adalah kemampuan sistem kelistrikan untuk menjaga agar semua batasan operasi unit pembangkit, unit transmisi dan unit distribusi terpenuhi sesuai Aturan Jaringan (*Grid Code*). Ekonomi adalah optimasi biaya pengoperasian tenaga listrik tanpa melanggar batasan keamanan dan mutu, dalam hal ini dipengaruhi oleh jenis bahan bakar.

Perubahan kebutuhan akan listrik berlangsung secara real time, dan karena sifat listrik yang tidak bisa disimpan, maka diperlukan pola untuk mengatur agar keadaan seimbang antara demand dan supply dapat terjaga. Ada 3 macam pola operasi yang di terapkan oleh P3B dalam mengatur operasi unit pembangkitan yang ada di Sistem Jawa Bali terkait dengan bervariasinya jenis pembangkit dan 2 jenis bahan bakar yang digunakan. Ketiga macam operasi tersebut adalah pola operasi *base load*, pola operasi *medium load* dan pola operasi *peak load*.

2.2.1 *Base Load* (Beban Dasar)

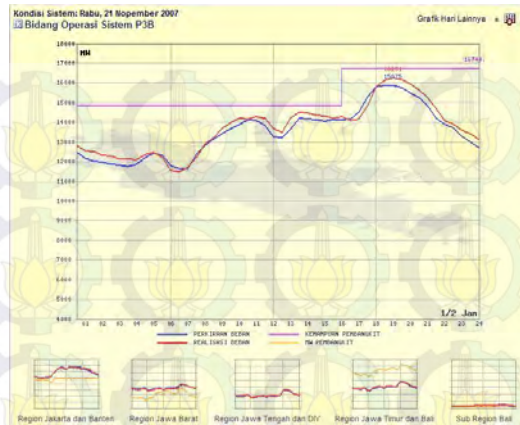
Pola operasi *base load* menggunakan unit pembangkit dengan biaya produksi (Rp/kWh) paling murah dan secara teknik mempunyai ramping rate relatif kecil sehingga lambat dalam merespon perubahan demand. Untuk kondisi saat ini pola operasi *base load* diberlakukan pada unit pembangkit waduk kecil atau *Run of River* (PLTA dasar), PLTP, PLTG/PLTGU berbahan bakar gas dan PLTU berbahan bakar batubara.

2.2.2 *Medium Load* (Beban Sedang)

Pola operasi *medium load* menggunakan unit pembangkit dengan biaya operasi (Rp/kWh) agak murah (sedikit lebih mahal dibanding unit pembangkit *base load*), dimana unit pembangkit ini dioperasikan setelah pembangkit *base load* beroperasi maksimal dan kebutuhan listrik belum terpenuhi. Hal ini diterapkan pada pembangkit jenis PLTGU dan PLTU yang berbahan bakar minyak (BBM).

2.2.3 *Peak Load* (Beban Puncak)

Pola operasi *peak load* menggunakan unit pembangkit dengan biaya operasi (Rp/kWh) paling mahal yang dioperasikan setelah unit pembangkit *base load* dan unit pembangkit *medium load* beroperasi maksimal, tetapi kebutuhan akan listrik belum terpenuhi. Untuk memenuhi kebutuhan listrik maka P3B akan mengoperasikan unit pembangkit PLTG berbahan bakar minyak (BBM) dan PLTA besar yang mempunyai waduk. Secara teknis operasi PLTG BBM lebih cepat merespon perubahan kenaikan beban dari pada unit pembangkit berbahan bakar batubara.



Gambar 2.4 Daily Load Curve Sistem Jamali

Unit pembangkit yang beroperasi dengan pola *medium load* dan *peak load* dikatakan sebagai pembangkit *load follower*. Pembangkit *load follower* adalah pembangkit yang beroperasi mengikuti kebutuhan konsumen atau load demand di sistem Jawa Bali yang berubah secara *real time*. Unit pembangkit berbahan bakar gas mendapat prioritas utama. Hal ini terkait dengan kontrak gas yang menggunakan system *Take Or Pay* (TOP) dimana PLN dalam hal ini sebagai pembeli diharuskan menyerap gas dengan nilai minimum yang telah disepakati yaitu 70% dari nilai kontrak. Kelebihan penyerapan gas dianggap sebagai *gas make up*, yaitu nilai yang sudah dibayar oleh PLN dan sewaktu-waktu dapat diambil. Bila gas tidak terserap sesuai kontrak nominal maka PLN akan dikenakan pembayaran TOP.

Dan menurut informasi yang didapat, PT. Indonesia Power UBP Perak akan mendapatkan tanggung jawab menyediakan listrik saat *base load* (jam 22.00 – 17.00 WIB) sebesar 100MW dan *peak load* (jam 17.00 – 20.00 WIB) sebesar 500MW.

2.3 Konfigurasi PLTGU

Ditinjau dari konfigurasi jumlah turbin gas dan *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) dan turbin uapnya, suatu PLTGU dapat di susun dengan beberapa konfigurasi, tetapi umumnya dibedakan menjadi tiga, yaitu :

- Konfigurasi : 1 turbin gas (GT), 1 HRSG, 1 turbin uap (ST) = konfigurasi 1 – 1 – 1
- Konfigurasi : 2 turbin gas (GT), 2 HRSG, 1 turbin uap (ST) = konfigurasi 2 – 2 – 1
- Konfigurasi : 3 turbin gas (GT), 3 HRSG, 1 turbin uap (ST) = konfigurasi 3 – 3 – 1

2.3.1 Konfigurasi 1–1–1

Konfigurasi ini merupakan PLTGU yang paling sederhana karena hanya terdiri dari 1 turbin gas (GT), 1 HRSG dan 1 turbin uap (ST). Pada sebagian PLTGU ini bahkan generatornya hanya satu sehingga turbin gas, turbin uap dan generator merupakan mesin satu poros (*single shaft combined cycle*). Posisi generator dapat berada diantara turbin gas dan turbin uap atau turbin uap diantara turbin gas dan generator.

Kelebihan susunan PLTGU 1–1–1 antara lain adalah mampu memenuhi kebutuhan permintaan daya secara cepat dan ekonomis, konsumsi air dan bahan bakar nya rendah serta konsumsi listrik pemakaian sendiri (*works power*) juga rendah.

2.3.2 Konfigurasi 2–2–1

PLTGU dengan susunan 2–2–1 lebih fleksibel dalam pengoperasian maupun pemeliharaan dibanding susunan 1–1–1. Dengan susunan 2–2–1, apabila satu turbin gas terganggu, maka turbin gas yang lain tetap dapat beroperasi dalam siklus kombinasi. Sedangkan bila HRSG nya yang terganggu, maka turbin gas dapat beroperasi dalam mode siklus terbuka (*opened cycle*).

Komponen utama turbin gas sebagai berikut.

1. *Intake Air Filter* (IAF)

Udara yang dibutuhkan untuk proses pembakaran dan sebagian untuk pendinginan turbin gas sebelum masuk turbin terlebih dahulu disaring oleh saringan (*filter*), agar udara yang masuk bersih. Karena kotoran sekecil apapun yang masuk akan dapat menyebabkan kerusakan unit. IAF terdiri dari 1.056 buah *filter*, yang seluruhnya harus selalu dalam kondisi bersih.

2. *Inlet Guide Vane* (ICV)

Berfungsi mengatur kebutuhan udara, sesuai dengan beban yang ditetapkan.

3. Kompresor

Berfungsi untuk mengkompresi atau memampatkan udara yang masuk menjadi udara bertekanan sesuai dengan kriteria udara untuk pembakaran. Udara yang dihasilkan kompresor digunakan sebagai udara pembakaran.

4. Turbin Gas

Berfungsi sebagai penggerak Generator Turbin Gas berputar karena tekanan gas panas dari hasil pembakaran bahan bakar yang dialirkan ke sudu-sudu turbin.

5. Generator

Generator berada pada satu poros atau dikopel dengan turbin gas, sehingga perputaran turbin gas akan menyebabkan generator ikut berputar. Generator dilengkapi dengan alat penguat medan magnet di sisi rotor, dan belitan di sisi stator. Medan magnet bila berpotongan dengan belitan akan terjadi tegangan, dan terjadi energi listrik.

2.4.2 HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*)

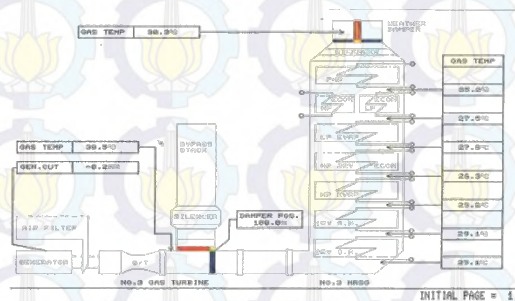
Proses siklus tertutup atau *combined cycle* yang terjadi di PLTGU dimulai di HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*). Fungsi HRSG sama dengan *boiler*, yaitu tempat terjadinya pemanasan air hingga menjadi uap *super heat*. Perbedaannya,

pada boiler terjadi proses pembakaran, sementara di HRSG tidak ada proses pembakaran.

Pemanasan air di HRSG dilakukan dengan memanfaatkan gas buang semaksimal mungkin dari turbin gas. Bila tidak dialirkan ke HRSG, gas buang tersebut dibuang ke udara melalui *by pass stack*. Padahal gas buang itu masih memiliki temperature yang tinggi, yaitu sekitar 500°C dengan aliran (*flow*) yang besar. Karena beroperasi dengan memanfaatkan gas buang, PLTGU merupakan pembangkit yang efisien. Proses dalam menghasilkan uap tidak membutuhkan pembakaran bahan bakar, bahkan dapat memanfaatkan energi panas yang sebelumnya hanya dibuang ke udara melalui *by pass stack*.

HRSG prinsipnya sebagai pembetuk uap bertekanan, dengan media panas berasal dari gas buang turbin gas. Kemudian uap bertekanan tersebut dipergunakan untuk menggerakkan turbin uap, dan selanjutnya memutar generator.

Secara garis besar HRSG terdiri atas 2 tingkat, sesuai dengan uap yang dihasilkan, yaitu *High Pressure* (HP) dan *Low Pressure* (LP). Kedua uap tersebut dipisahkan dengan peralatan yang berbeda, sesuai dengan gas buang yang dilaluinya. Di bagian bawah adalah peralatan HP, dan dilalui gas buang paling panas. Sementara peralatan LP terletak di bagian atas.



Gambar 2.6 Flow Diagram Gas Buang HRSG

Komponen HRSG dalam membentuk *High Pressure Steam* sebagai berikut.

1. *HP Steam Drum*
Berfungsi untuk menampung hasil uap bertekanan tinggi dan air, kemudian dialirkan pada bagian berikutnya.
2. *HP Boiler Circulation Pump*
Berfungsi mempompa air dari HP Drum melalui HP *Evaporator*.
3. *HP Economizer*
Berfungsi untuk menaikkan temperatur air bertekanan tinggi yang masuk ke dalamnya. Terdiri dari HP *Primary Economizer* dan HP *Secondary Economizer*.
4. *HP Evaporator*
Berfungsi untuk menguapkan air bertekanan tinggi yang masuk ke dalamnya, sehingga berubah dari fase air menjadi fase uap kering.
5. *Primary Super Heater*
Berfungsi untuk menaikkan temperatur uap yang berasal dari HP *Evaporator*, sehingga menjadi uap *superheat*.
6. *Secondary Super Heater*
Fungsinya sama dengan *Primary Super Heater*. Prosesnya uap dari *Primary Super Heater* menuju *Secondary Super Heater*, dan selanjutnya uap *superheat* tersebut masuk ke HP Steam Turbin.

Komponen HRSG dalam membentuk *Low Pressure Steam* sebagai berikut.

1. *LP Steam Drum*
Berfungsi untuk menampung hasil uap bertekanan rendah dan air, kemudian disalurkan ke bagian berikutnya.
2. *LP Boiler Circulation Pump*

Berfungsi mempompa air dari LP *Drum* melalui LP *Evaporator*.

3. LP *Economizer*

Berfungsi untuk menaikkan temperatur air bertekanan rendah yang masuk ke dalamnya sebelum ke LP *Drum*.

4. LP *Evaporator*

Berfungsi untuk menguapkan air bertekanan rendah yang masuk ke dalamnya, sehingga dari fase air berubah menjadi fase uap kering. Selanjutnya uap tersebut masuk ke LP *Drum* untuk dipisah antara air dan uap. Uap masuk ke LP *Steam Turbine*.

Komponen HRSG lainnya sebagai berikut.

1. *Pre Heater*

Berfungsi menaikkan temperature air kondensat. Air yang masuk ke *preheater* berasal dari kondensor yang dipompa oleh *Condenser Extraction Pump* (CEP). Apabila turbin gas menggunakan bahan bakar minyak, air kondensat tidak dilewatkan *preheater*, karena bahan bakar minyak mempunyai kandungan sulfur tinggi. Sehingga dikhawatirkan terjadi endapan sulfur pada *preheater*. Sementara itu, bahan bakar gas sedikit atau sangat kecil kandungan sulfurnya.

2. *Exhaust Damper*

Berfungsi sebagai pengatur laluan gas buang dari turbin gas menuju by pass stack untuk *Opened Cycle* atau ke HRSG untuk *Combined Cycle*.

2.4.3 Turbin Uap

Setelah proses di turbin gas dan HRSG, proses terakhir terjadi di *steam turbine* atau turbin uap. Karena PLTGU menggunakan *Combined Cycle*, maka terdapat dua turbin dalam pengoperasiannya, yaitu turbin gas dan turbin uap.

Uap yang dihasilkan dari proses yang terjadi di HRSG, digunakan sebagai penggerak turbin uap. Kemudian karena turbin

uap berada satu poros dengan generator, putaran turbin uap menyebabkan generator ikut berputar, dan akhirnya menghasilkan energi listrik.

Bagian-bagian utama *steam* turbin sebagai berikut.

1. Kondensor, fungsinya untuk mengubah uap menjadi air.
2. Turbin uap, fungsinya untuk memutar generator.
3. Generator, fungsinya untuk membangkitkan energi listrik.

Adapun bagian-bagian seperti CWP (*Circulating Water Pump*), CEP (*Condensate Extraction Pump*), Dearator, BFP (*Boiler Feed Pump*), SAE (*Starting Air Rejector*), *Gland Steam Condenser* adalah alat-alat bantu utama sistem steam turbin.

2.5 Analisis Termodinamika

Sebagai validasi simulasi dalam metode penelitian ini, dibutuhkan analisis perhitungan termodinamika sebagai berikut,

2.5.1 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor PLTG

Pada penjelasan sebelumnya tentang Brayton Cycle dan gambar 2.1, telah diketahui bagaimana sistem turbin gas bekerja secara ideal. Persamaan-persamaan berikut untuk kerja dan perpindahan kalor energi yang terjadi pada kondisi tunak (*steady state*). Untuk mempermudah perhitungan turbin diasumsikan dioperasikan adiabatik dan dengan efek-efek energi kinetik dan potensial yang diabaikan serta dalam kondisi terisolasi dari lingkungan sekitar. Sehingga kerja turbin gas dapat dinyatakan melalui persamaan,

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{cv}} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_3 - h_4 + \frac{v_3^1 - v_4^2}{2} + g(z_3 - z_4) \right] \dots\dots\dots (2.1)$$

atau

$$\dot{W}_t = \dot{m} [h_3 - h_4] \dots\dots\dots (2.2)$$

Dengan asumsi yang sama, kerja dari kompresor per satuan massa adalah

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{CV}} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{v_2^1 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \dots\dots\dots (2.3)$$

atau

$$\dot{W}_c = \dot{m} [h_2 - h_1] \dots\dots\dots (2.4)$$

Penambahan kalor ke dalam siklus per satuan massa melalui *combuster* adalah

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \cancel{\dot{W}_t} + \dot{m} \left[h_3 - h_2 + \frac{v_3^1 - v_2^2}{2} + g(z_3 - z_2) \right] \dots\dots\dots (2.5)$$

atau

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} [h_3 - h_2] \dots\dots\dots (2.6)$$

Effisiensi Thermal *Brayton Cycle* adalah

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_t}{Q_f(GT)} \dots\dots\dots (2.7)$$

2.5.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor PLTU

Pada penjelasan sebelumnya tentang Rankine Cycle dan gambar 2.2, telah diketahui bagaimana sistem turbin uap bekerja secara ideal. Persamaan-persamaan berikut untuk kerja dan perpindahan kalor energi yang terjadi pada kondisi tunak (*steady state*). Untuk mempermudah perhitungan turbin diasumsikan dioperasikan adiabatik dan dengan efek-efek energi kinetik dan potensial yang diabaikan serta dalam kondisi terisolasi dari lingkungan sekitar. Sehingga kerja turbin uap dapat dinyatakan melalui persamaan,

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{CV}} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_3 - h_4 + \frac{v_3^1 - v_4^2}{2} + g(z_3 - z_4) \right] \dots\dots\dots (2.8)$$

atau

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \dots\dots\dots (2.9)$$

Di dalam kondenser terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin yang mengalir dalam aliran yang terpisah. Uap akan terkondensasi dan temperatur air pendingin akan meningkat. Pada kondisi tunak, kesetimbangan laju massa dan energi untuk

volume atur yang melingkupi bagian kondensasi dari penukar kalor adalah,

$$0 = \dot{Q}_k - \cancel{\dot{W}_{CV}} + \dot{m} \left[h_4 - h_1 + \frac{v_4^1 - v_1^2}{2} + g(z_4 - z_1) \right] \dots (2.10)$$

atau

$$\frac{\dot{Q}_k}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \dots (2.11)$$

Kondensat cair yang meninggalkan kondensor di kondisi 1 di pompa dari kondensor ke dalam HRSG yang bertekanan lebih tinggi. Dengan menggunakan volume atur di sekitar pompa dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor dengan sekitarnya, kesetimbangan laju massa dan energi adalah

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{CV}} - \dot{W}_P + \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{v_2^1 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right] \dots (2.12)$$

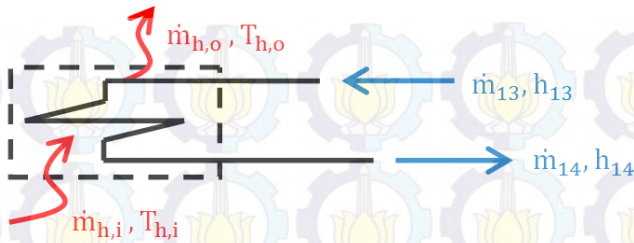
atau

$$\frac{\dot{W}_P}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \dots (2.13)$$

Fluida kerja menyelesaikan siklus ketika cairan yang meninggalkan pompa pada titik kondisi 2 dipanaskan sampai jenuh dan diuapkan di dalam HRSG. Dengan menggunakan volume atur yang melingkupi tabung HRSG dan drum yang mengalirkan air pengisian dari kondisi 2 ke kondisi 3, kesetimbangan laju massa dan energi menghasilkan,

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \cancel{\dot{W}_t} + \dot{m} \left[h_3 - h_4 + \frac{v_3^1 - v_4^2}{2} + g(z_3 - z_4) \right] \dots (2.14)$$

Dan sebagai contoh kondisi lapangan pada HP Superheater-2 HRSG PLTGU UP Gresik dapat digambarkan sebagai berikut,

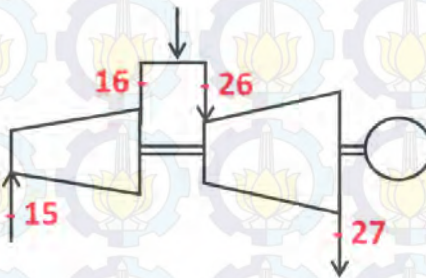


Gambar 2.7 Skema HP SH-2 HRSG PLTGU UP Gresik

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_w [h_{14} - h_{13}] \dots\dots\dots (2.13)$$

$$\dot{m}_g \cdot c_g \cdot \Delta T_{2YSH} = \dot{m}_w [h_{14} - h_{13}] \dots\dots\dots (2.14)$$

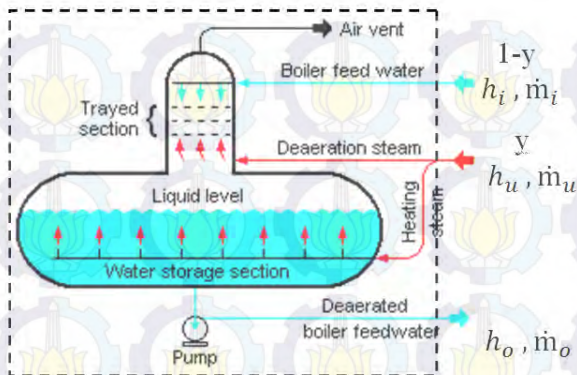
Efisiensi thermal *Rankine Cycle* adalah,



Gambar 2.8 Skema *Steam Turbine* PLTGU UP Gresik

$$\eta = \frac{\Sigma Wt/m - \Sigma Wp/m}{Q'_{in}/m} = \frac{\dot{m}_{15} (h_{15} - h_{16}) + \dot{m}_{26} (h_{26} - h_{27}) - \Sigma Wp}{\dot{m}_{gas} (h_{exhaus\ gt} - h_{stack\ HRSG})} \dots\dots (2.15)$$

2.5.3 Analisis Open Feedwater Heater



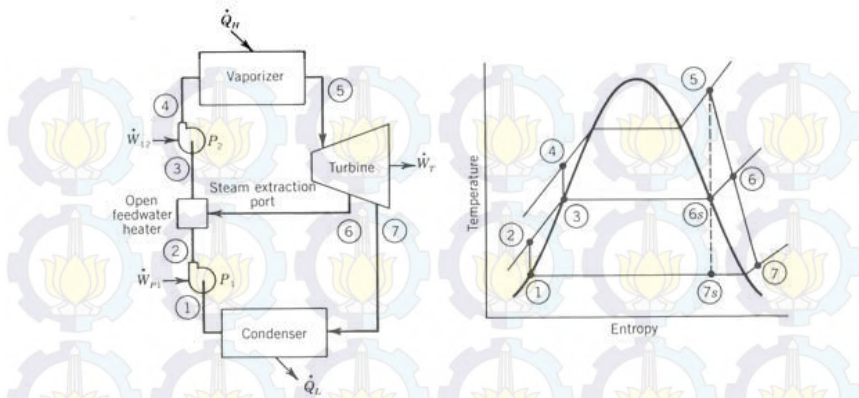
Gambar 2.9 *Open Feedwater Heater*

Open feedwater heater merupakan *heat exchanger* tipe *direct contact* akan membentuk suatu aliran yang memiliki temperatur tersebut. Pada *heat exchanger* jenis ini aliran yang berbeda temperatur akan bercampur secara langsung tanpa adanya penyekat.

Fraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume kontrol di sekeliling pemanas air-pengisian. Jika tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air-pengisian dan lingkungan sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial dapat diabaikan, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady* akan menghasilkan

$$0 = y h_u + (1 - y) h_i - h_o \quad \dots \dots \dots (2.16)$$

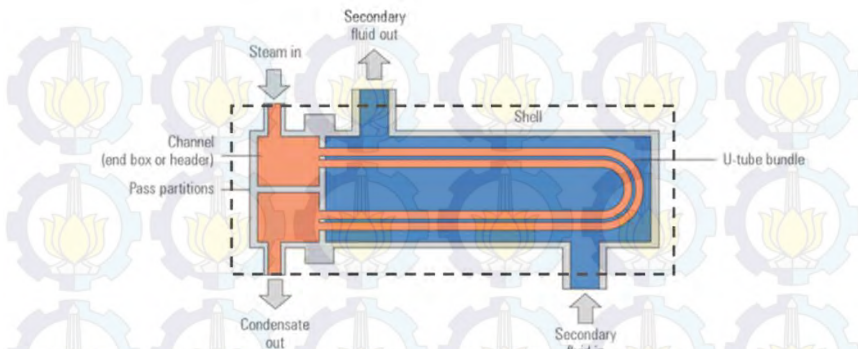
$$0 = y \dot{m}_u + (1 - y) \dot{m}_i - \dot{m}_o \quad \dots \dots \dots (2.17)$$



Gambar 2.10 Siklus Regeneratif dengan Satu Open Feedwater Heater

Dari T-s diagram diatas kita dapat mengetahui *heat addition* (Q_{in}) pada boiler jika menggunakan siklus regeneratif terletak pada keadaan (3), tetapi jika tanpa menggunakan siklus ini maka heat addition (Q_{in}) akan terletak pada keadaan (2). Hal ini menunjukkan bahwa sejumlah energi yang dibutuhkan dari pembakaran batu bara untuk melakukan proses vaporisasi dan superheat pada uap akan berkurang atau dengan kata lain efisiensi dari siklus akan meningkat.

2.5.4 Analisis Closed Feedwater Heater



Gambar 2.11 *Closed Feedwater Heater*

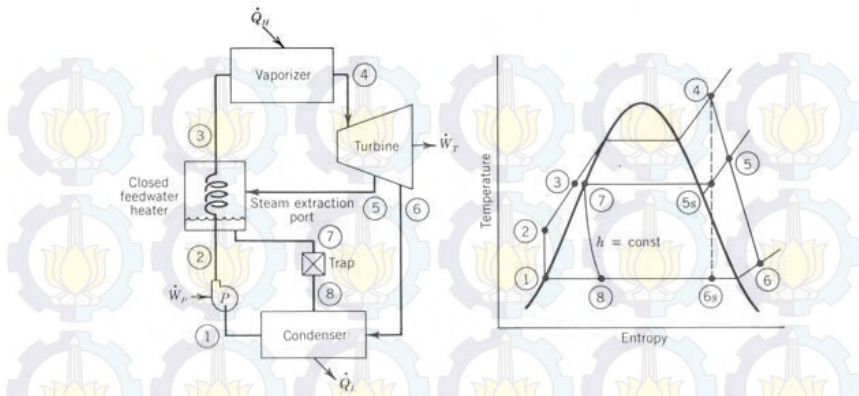
Closed feedwater heater merupakan heat exchanger tipe shell and tube. Pada *feedwater heater* ini *feedwater* yang mengalir di dalam tube temperaturnya akan meningkat sedangkan ekstraksi uap akan terkondensasi di luar tube. Karena kedua fluida tidak bercampur maka keduanya dapat memiliki tekanan yang berbeda.

Fraksi dari aliran total yang diekstraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling pemanas tertutup. Dengan mengasumsikan tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air pengisian dan lingkungan sekelilingnya dan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady state* dapat disederhanakan menjadi

$$0 = y(h_{u_{in}} - h_{u_{out}}) + (h_i - h_o) \quad \dots\dots\dots (2.18)$$

atau

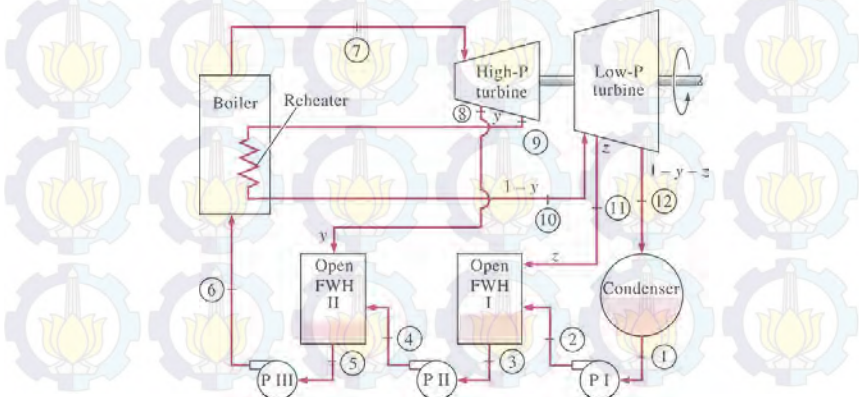
$$y = \frac{h_o - h_i}{(h_{u_{in}} - h_{u_{out}})} \quad \dots\dots\dots (2.19)$$



Gambar 2.12 Siklus Regeneratif dengan Satu Closed Feedwater Heater

Pada T - s diagram proses 7 – 8 adalah suatu proses *throtling* yang terjadi pada *steam trap*. Pada proses ini terjadi ekspansi tekanan yang cukup signifikan dengan enthalpy yang konstan atau dapat dikatakan enthalpy pada keadaan 7 memiliki nilai yang sama besar dengan enthalpy pada keadaan 8.

2.5.5 Perhitungan Fraksi Massa



Gambar 2.13 Siklus Regeneratif

Perhitungan fraksi massa digunakan untuk mengetahui laju aliran yang melalui di setiap masing-masing komponen pembangkit. Fraksi massa biasa sering digunakan pada siklus regeneratif. Langkah awal yang penting dalam menganalisis siklus uap regeneratif ada evaluasi terhadap laju aliran massa yang melalui setiap komponen. Dengan menggunakan satu volume atur yang melingkupi kedua tingkat *turbine*, kesetimbangan laju massa pada kondisi tunak adalah

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_9 = \dot{m}_7 \quad (2.20)$$

Dimana \dot{m}_1 adalah laju massa yang masuk ke dalam *turbine* tingkat pertama pada kondisi 1, \dot{m}_2 adalah laju massa yang diekstrak dan keluar pada kondisi 8, dan \dot{m}_9 adalah laju massa yang keluar dari *turbine* tingkat kedua pada kondisi 9, jika dibagi dengan \dot{m}_1 , maka akan diperoleh nilai berdasarkan unit massa yang melewati *turbine* tingkat pertama.

$$\frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_7} + \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_7} = 1 \quad (2.21)$$

Jika fraksi dari aliran total yang diekstraksi pada kondisi 2 diwakili oleh variabel y ($y = \dot{m}_8 / \dot{m}_7$), fraksi dari aliran total yang melewati *turbine* tingkat kedua adalah

$$\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_7} = 1 - y \quad (2.22)$$

2.5.6 Perhitungan Efisiensi Siklus

Efisiensi termal *combined cycle* sangat dipengaruhi oleh pola pembebanannya, yang dikenal dengan istilah *Part Load Operation*, yaitu pada PLTGU UP Gresik dengan pola operasi 3-3-1. Metode *part load operation* sangat berguna terutama untuk pendekatan menentukan pada target pembebanan yang optimum. Efisiensi secara umum suatu pusat pembangkit listrik didefinisikan sebagai berikut.

$$\eta (\%) = \frac{\text{Energi listrik yang dihasilkan}}{\text{Energi masuk}} \times 100\% \dots\dots\dots (2.23)$$

atau digunakan secara khusus pada PLTGU,

$$\eta (\%) = \frac{MW (GT) + MW (ST)}{Q_f (GT)} \times 100\% \dots\dots\dots (2.24)$$

Energi listrik yang dihasilkan oleh turbin gas maupun turbin uap pada persamaan diatas merupakan energi listrik netto yang telah dikurangi oleh daya pemutar kompresor dan pompa-pompa pada sistem.

2.5.7 Perhitungan Laju Kalor (Heat Rate)

Suatu pembangkit listrik diukur performanya berdasarkan suatu nilai yang disebut dengan *Heat Rate* dengan satuan yang biasa digunakan kcal/kWh. *Heat Rate* menurut istilah teknis ketenagalistrikan adalah jumlah energi yang ditambahkan melalui perpindahan kalor ke dalam siklus (kcal), untuk menghasilkan satu unit keluaran kerja netto (kWh). Oleh karena itu, laju kalor berbanding terbalik dengan efisiensi thermal.

$$\text{Heat rate} = \frac{\text{Total fuel heat input (kcal)}}{\text{Electrical generation (kWh)}} \dots\dots\dots (2.25)$$

2.6 Penelitian Terdahulu

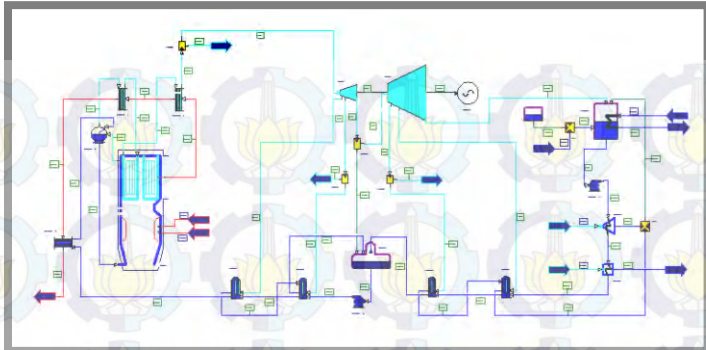
2.6.1 Analisis *repowering* PLTU unit 1 PT PJB UP Gresik menggunakan software *gatecycle* dengan mempertahankan daya *steam turbine* sebesar 100 MW

Muhammad Farizal Fauzi [2015] melakukan penelitian yang berjudul “Analisis *repowering* PLTU unit 1 PT PJB UP Gresik menggunakan software *gatecycle* dengan mempertahankan daya *steam turbine* sebesar 100 MW”. Penelitian ini membahas mengenai *repowering*, yang didefinisikan sebagai upaya menambahkan unit turbin gas ke siklus pembangkit listrik tenaga uap dan memanfaatkan gas buang dari turbin gas untuk

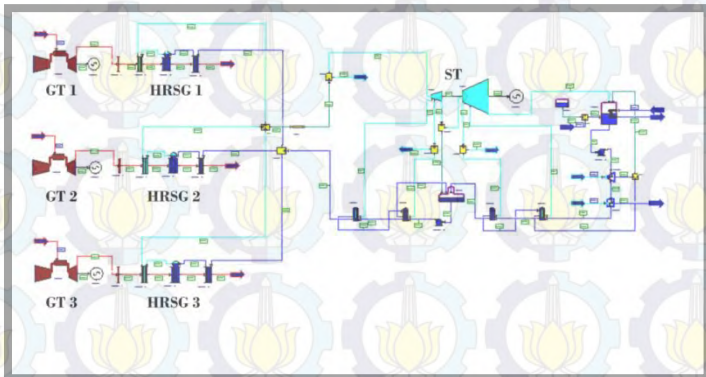
meningkatkan efisiensi siklus. Metode repowering yang digunakan pada penelitian tersebut adalah *full repowering*. Pada metode itu, boiler lama diganti dengan komponen HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) dan turbin gas. Sehingga prinsip kerja sistem yang mulanya *simple cycle* dimodifikasi menjadi *combine cycle*. HRSG yang digunakan adalah 3 unit HRSG tipe single pressure, dan turbin gas yang dipakai adalah 3 unit turbin gas Mitsubishi seri H-100 dengan daya terpasang masing-masing 99 MW. Pemodelan *repowering* sistem pembangkit dilakukan menggunakan software *Gate Cycle*.

Setelah pemodelan sistem pembangkit menggunakan software *Gate Cycle* dilakukan, peneliti memperoleh hasil yang menunjukkan adanya peningkatan performa dari sistem pembangkit. Efisiensi siklus meningkat sebesar 10,65 %, dari yang awalnya 37,60 % menjadi 48,25 %. *Net power* mengalami kenaikan 289,98 MW yaitu dari 100,35 MW menjadi 390,33 MW. Serta untuk nilai *heat rate* mengalami perbaikan 504,86 kcal / kW-hr yakni dari yang mulanya 2286,98 kcal / kW-hr menjadi 1782,12 kcal / kW-hr.

Gambar 2.14 adalah pemodelan PLTU unit 1 dengan software *GateCycle*, yang kemudian dilakukan metode *repowering* seperti pada pemodelan gambar 2.15.



Gambar 2.14 Pemodelan PLTU Unit 1 dengan *software GateCycle*



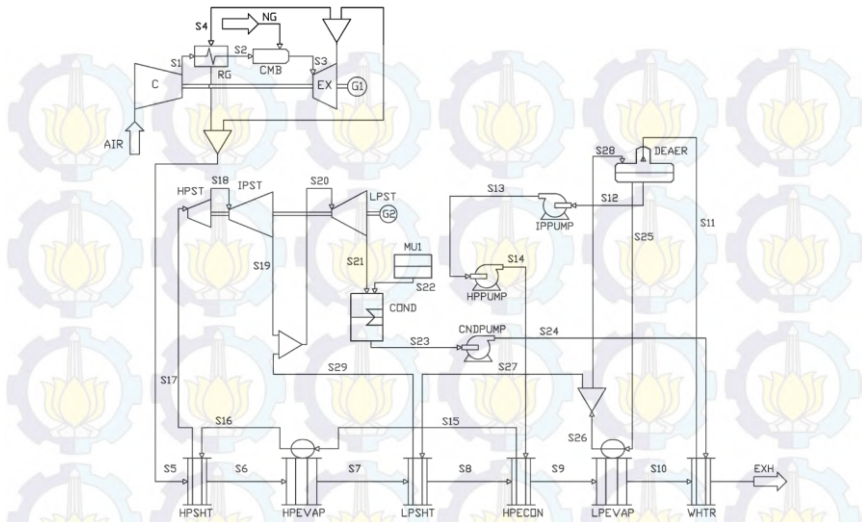
Gambar 2.15 Pemodelan PLTGU hasil *full repowering*

2.6.2 Studying the effects of combining internal and external heat recovery on techno-economic performances of gas–steam power plants.

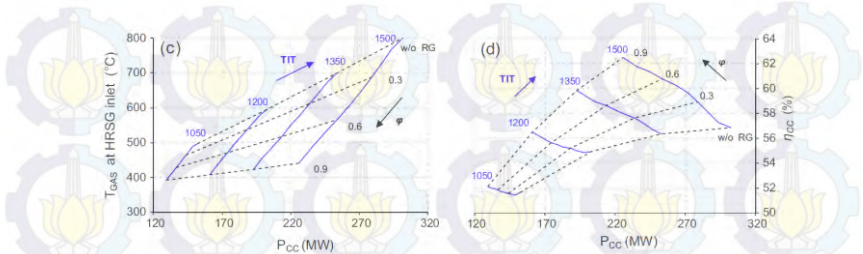
Roberto Carapellucci dan Lorena Giordano [2015] melakukan penelitian yang berjudul “*Studying the effects of combining internal and external heat recovery on techno-economic performances of gas–steam power plants*”. Penelitian ini membahas mengenai meningkatkan efisiensi dari *combine cycle*

power plant (CCGTs) dengan cara memvariasikan Turbine Inlet Temperatur (TIT) dari *combustor* menuju turbin gas. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis dampak dari perubahan *gas exhaust temperatur* dan efisiensi pembangkit saat terjadi perubahan TIT sebesar 1050, 1200, 1350 dan 1500°C.

Penelitian ini dilakukan dengan cara menyimulasikan model pembangkit seperti gambar 2.16 dengan validasi perhitungan termodinamika. Untuk menentukan sifat-sifat campuran gas, digunakan metode NASA sedangkan untuk mengevaluasi properties uap dan air, digunakan metode ASME. Setelah analisis dilakukan, didapatkan grafik seperti pada gambar 2.17 dari sebuah nilai-nilai hasil perhitungan. Untuk *pressure ratio* kompresor tetap, efek regenerasi lebih diharapkan pada meningkatnya suhu inlet turbin. Dengan TIT sebesar 1050°C dapat meningkat efisiensi kurang dari 1 persen (52,2 %), sedangkan kapasitas dinilai berkurang sekitar 15 % (129,6 MW). Akibatnya , emisi CO₂ spesifik dan COE tetap hampir tidak berubah . Di sisi lain, peningkatan TIT 1500 C, keuntungan efisiensi mencapai sekitar 6 persen (62,5 %), dengan penurunan dinilai kapasitas 25 % (225,8 MW). Dengan peningkatan daya netto pembangkit, akan diikuti oleh *temperature exhaust gas turbine* secara linear dan efisiensi pembangkit secara polinomial.



Gambar 2.16 Permodelan pada *software GateCycle CCGTs*



Gambar 2.17 Grafik hubungan antara *net power plant* dengan efisiensi dan TIT

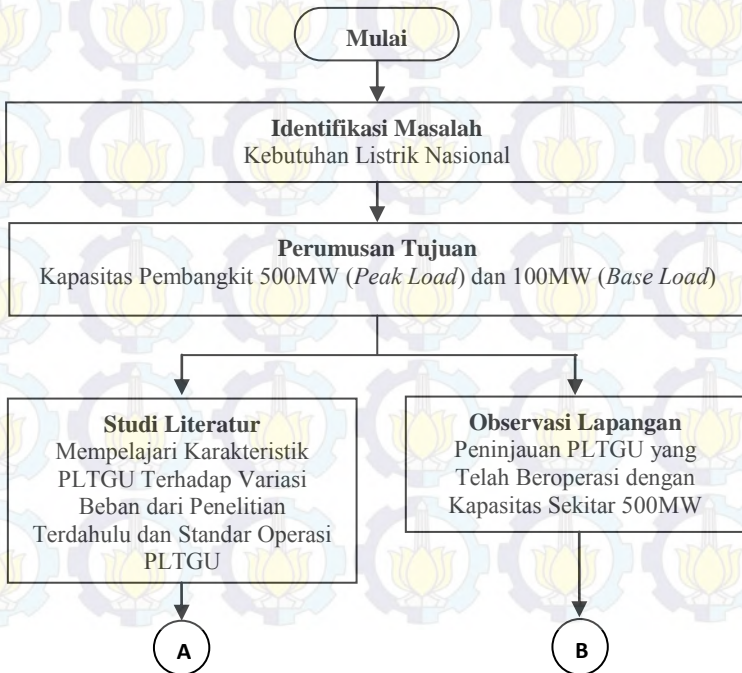
BAB III METODE PENELITIAN

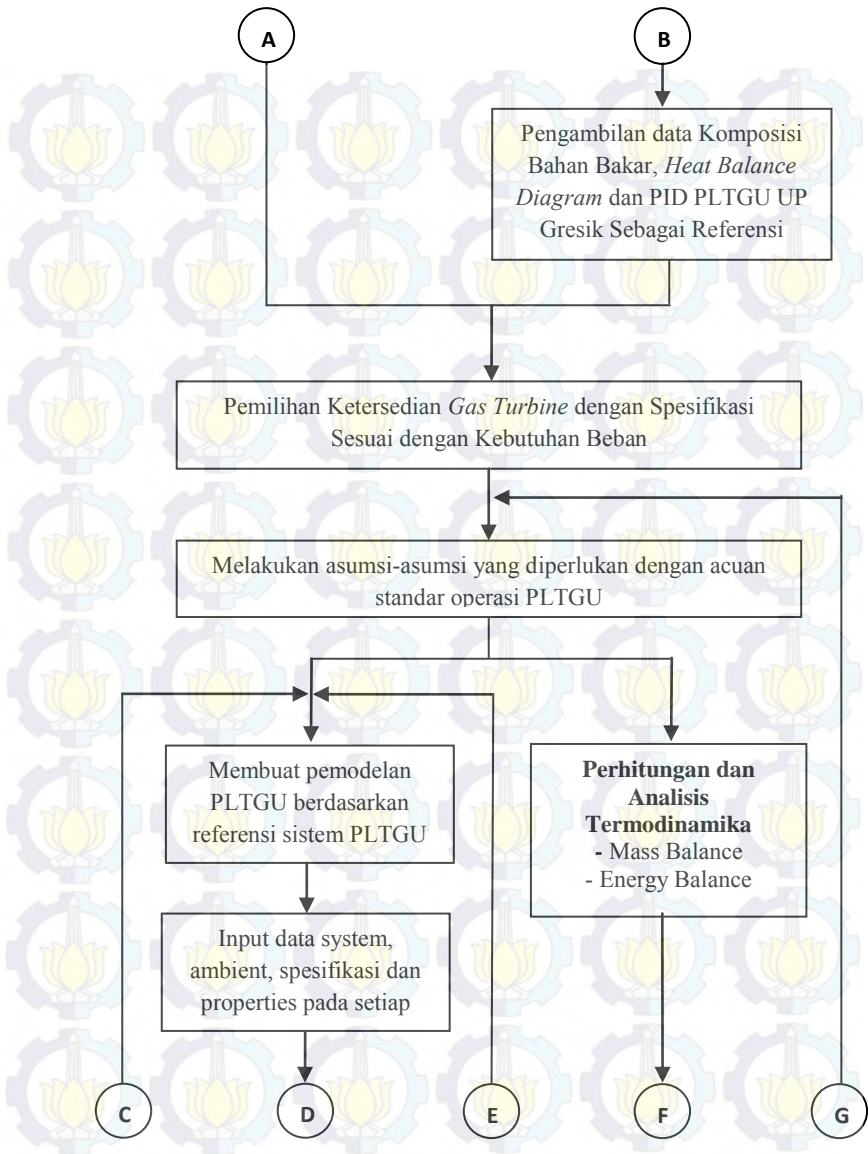
3.1 Metodologi

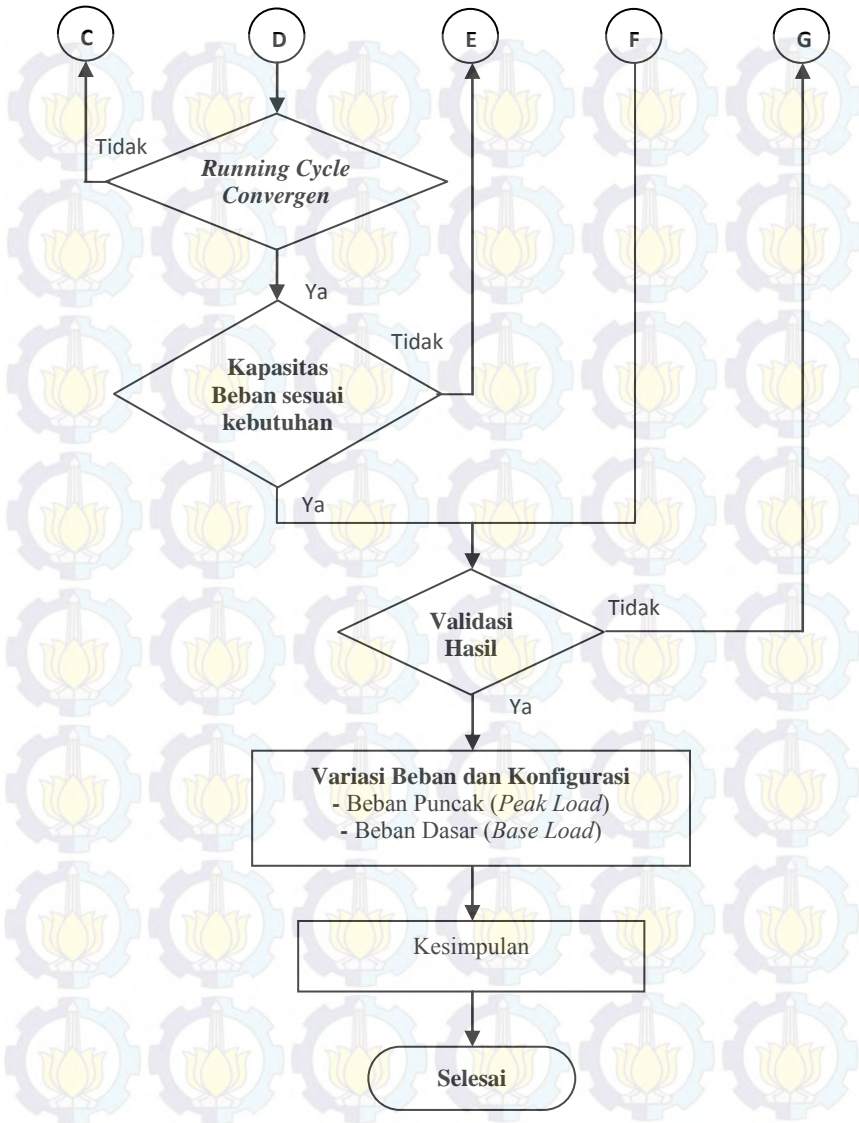
Metodologi merupakan kerangka dasar dari tahapan penyelesaian tugas akhir. Metodologi penulisan tugas akhir ini mencakup semua kegiatan yang dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau melakukan proses analisis terhadap permasalahan tugas akhir.

3.2 Flowchart Penelitian

Kerangka atau alur berpikir digunakan untuk mempermudah proses penelitian. Adapun kerangka berpikir penelitian ini dijelaskan pada *flowchart* penelitian dibawah ini,







Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

3.3 Penjelasan Flowchart Penelitian

Proses dalam penyelesaian penelitian ini melalui beberapa tahap sebagai berikut,

3.3.1 Tahap Identifikasi

Pada tahapan awal identifikasi dilakukan pengamatan terhadap masalah yang dirumuskan menjadi tujuan dari penelitian yaitu menyediakan listrik dengan kapasitas pembangkit saat *peak load* 500MW. Studi literature mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan analisis termodinamika *combined cycle power plant*. Studi literature ini diperoleh dari berbagai sumber teks book, salah satunya yang berjudul *Fundamental of Engineering Thermodynamics* oleh Michael J. Moran. Dan penulis juga memasukan beberapa sumber lain seperti jurnal ilmiah dan beberapa penelitian terdahulu. Kemudian dilakukan pengamatan lapangan terhadap sistem pembangkit di PLTGU UP Gresik melalui *Centre Control Room* sebagai referensi dalam perencanaan PLTGU UBP Perak.

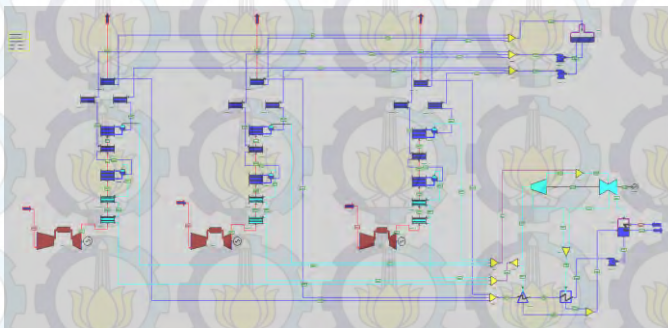
3.3.2 Tahap Pengambilan Data dan Analisis

Dari studi literatur dan observasi mengenai *combine cycle power plant*, dilakukan pengambilan data pada PLTGU. Data-data yang dibutuhkan terangkum dalam beberapa sumber seperti Heat Balance Diagram, buku Mengenal dan Memahami Proses Operasi PLTGU Pengalaman dari Gresik oleh Hari Susanto (Supervisor Produksi PLTGU PT PJB UP Gresik), dan *printout* dari CCR.

3.3.3 Tahap Simulasi

Data operasi setiap tingkat keadaan pada kondisi *existing* PLTGU telah terangkum pada *Heat Balance Diagram* gambar 3.2 berikut. Data operasi ini akan digunakan sebagai data pendukung untuk mensimulasikan performa PLTGU pada kondisi *existing* dan juga digunakan sebagai *constrain* untuk melakukan variasi,

Heat Balance Diagram diatas adalah kondisi *existing* UP Gresik konfigurasi 3-3-1 pada beban 100% dengan bahan bakar *Natural Gas*. Analisis untuk pengujian ini, menggunakan software *GateCycle* versi 5.61 dengan konfigurasi 3-3-1 sebagai mode operasi *peak load* dan 1-1-1 mode operasi *base load*.



Gambar 3.3 Skema Simulasi PLTGU UP Gresik

Dalam simulasi ini tidak hanya mengubah konfigurasi, namun juga spesifikasi *gas turbine* dan *steam turbine*. Hal ini dilakukan karena mempertimbangkan ketersediaan barang dalam perencanaan pembangunan. Data ketersediaan didapat dari *Gas Turbine World Handbook* 2013.

3.3.4 Tahap Perhitungan Termodinamika

Dalam menganalisa performa pembangkit, dapat digunakan metode analisa secara termodinamika. Bentuk keadaan tunak dari neraca laju massa dan energi, dikembangkan dan diaplikasikan untuk berbagai kasus dari bidang rekayasa. Bentuk keadaan tunak yang diperoleh tidak berlaku untuk kondisi transien saat menghidupkan awal dan mematikan operasi peralatan, tetapi hanya berlaku untuk kondisi saat operasi yang tunak. Situasi semacam ini dapat ditemui dalam penelitian yang menggunakan pendekatan perhitungan termodinamika.

Pada suatu volume atur dalam keadaan tunak, kondisi massa yang berada di dalam volume atur dan pada daerah batasnya, tidak berubah menurut waktu. Laju aliran massa serta laju perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga konstan terhadap waktu. Penumpukan massa di dalam volume atur, tidak dapat terjadi, sehingga $d\dot{m}_{cv}/dt = 0$ akan digunakan dengan persamaan sebagai berikut,

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \dots\dots\dots (3.1)$$

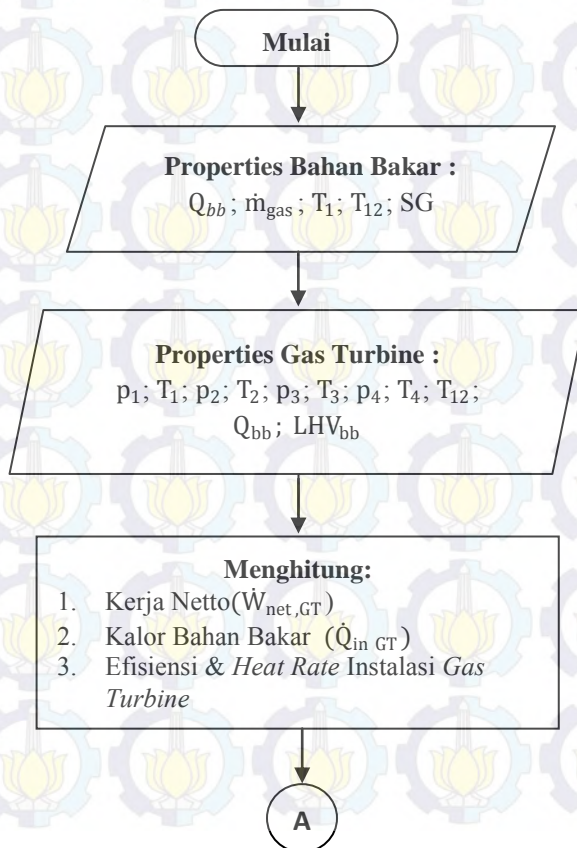
Dengan pendekatan bahwa total laju energi yang dipindahkan ke dalam volume atur adalah sama dengan total laju energi yang dipindahkan keluar dari volume atur, $dE_{cv}/dt = 0$, maka akan digunakan persamaan sebagai berikut,

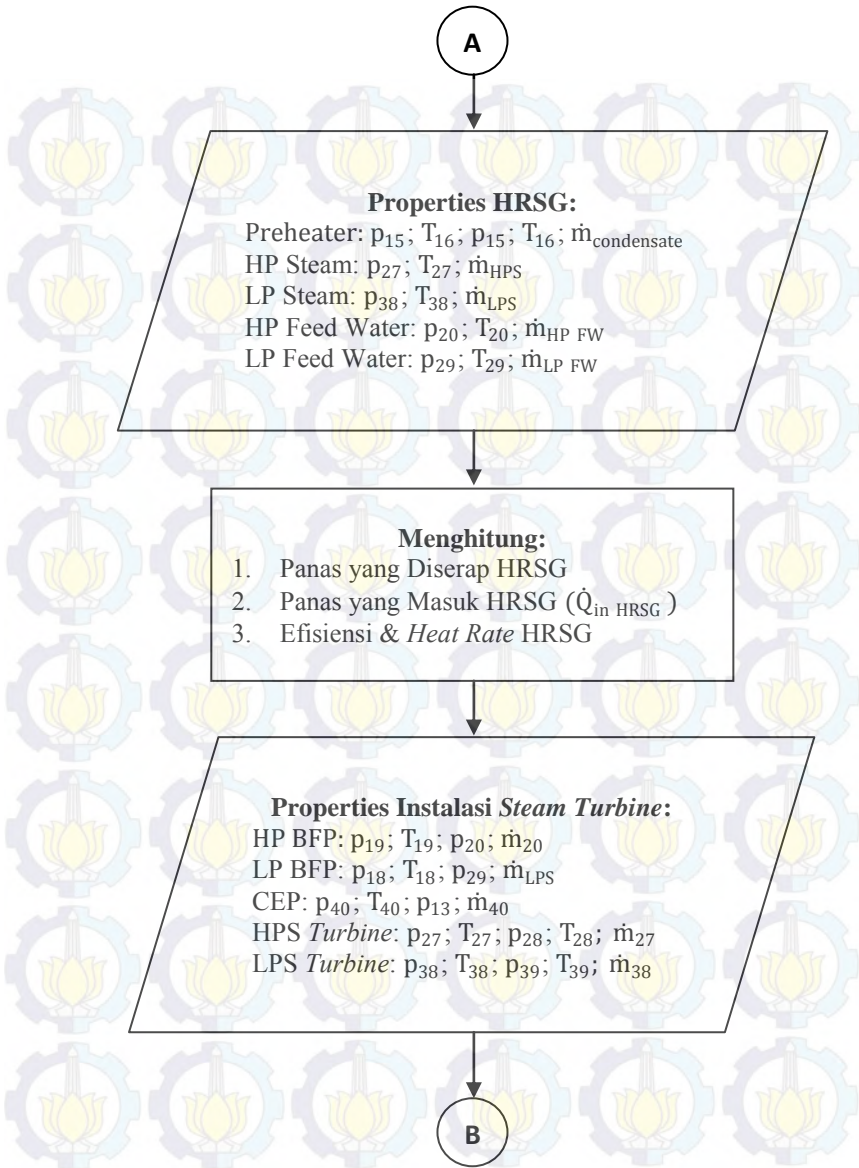
$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gze \right) \dots\dots\dots (3.2)$$

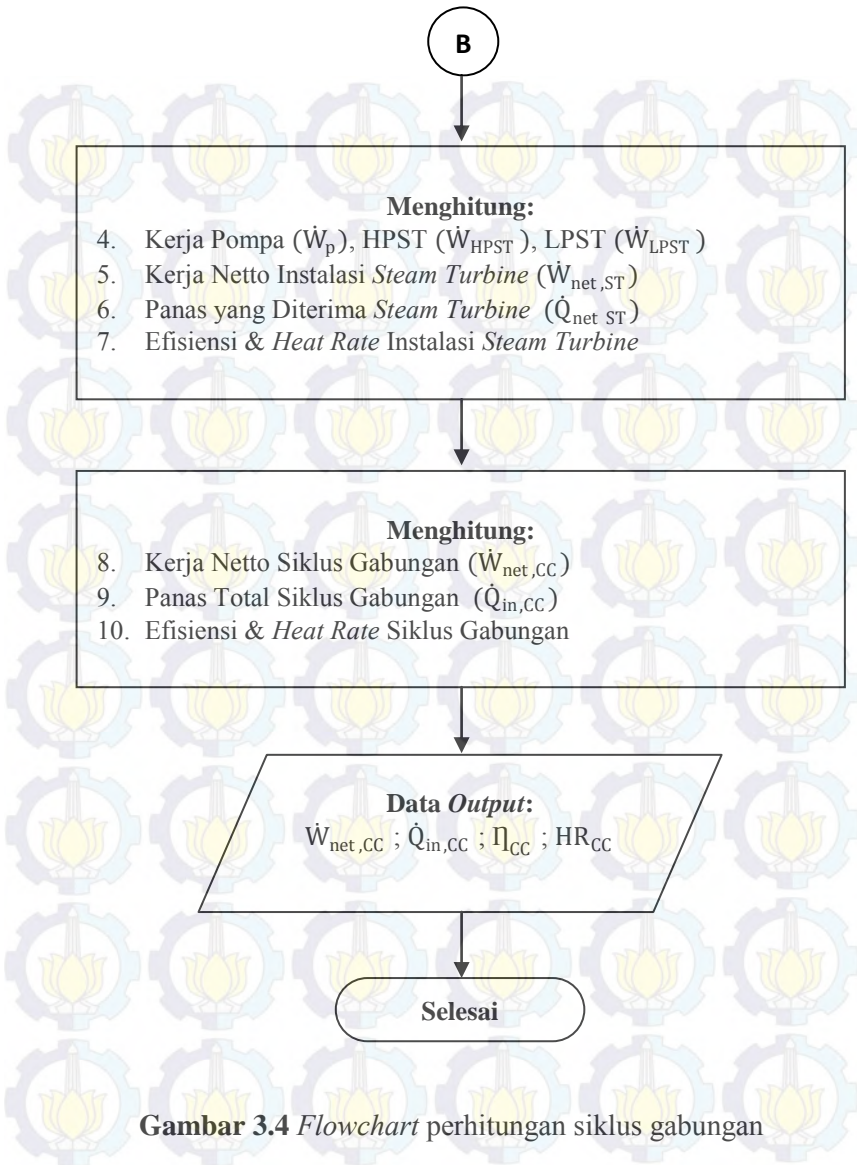
3.3.5 Tahap Pengambilan Kesimpulan

Tahapan ini merupakan ujung dari analisis simulasi dan termodinamika pada *Combined Cycle* dengan menarik kesimpulan yang didapat berupa properties pada setiap tingkat keadaan, *heat rate* dan efisiensi pembangkit dalam memenuhi kebutuhan listrik nasional.

3.4 Flowchart Perhitungan







3.5 Penjelasan Flowchart Perhitungan

Untuk mendapatkan efisiensi dan *heat rate* pada siklus gabungan dilakukan langkah perhitungan sebagai berikut:

1. Menghitung AFR Desain Turbin Gas

$$\dot{m}_{bb} = \dot{Q}_{bb} \rho_{bb} \cdot$$

$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bb} \cdot AF$$

2. Menghitung Kerja Netto Instalasi Turbin Gas

$$AF = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bb}}$$

3. Menghitung Panas yang Diberikan Bahan Bakar

$$W_c = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bb}} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot rp^{n-1/n} - 1$$

$$W_{GT} = \frac{\dot{m}_{gas}}{\eta_{GT}} (h_3 - h_4)$$

$$W_{net,GT} = W_{GT} - W_c$$

4. Menghitung Efisiensi dan *Heat Rate* Instalasi Gas Turbine

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{net\ GT}}{\dot{Q}_{in\ GT}}$$

$$HR_{GT} = \frac{860 \text{ kcal}}{1 \text{ kWh} \cdot \eta_{GT}}$$

5. Menghitung Panas yang Masuk ke HRSG

$$\dot{Q}_{in\ HRSG} = \dot{m}_{gas} \cdot h_{in\ HRSG}$$

6. Menghitung Panas yang Mampu Diserap HRSG

$$\dot{Q}_{HRSG} = \dot{Q}_{steam} - \dot{Q}_{feedwater} + \dot{Q}_{preheater}$$

7. Menghitung Efisiensi dan *Heat Rate* HRSG

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{Q}_{HRSG}}{\dot{Q}_{in\ HRSG}}$$

$$HR_{HRSG} = \frac{860 \text{ kcal}}{1 \text{ kWh} \cdot \eta_{HRSG}}$$

8. Menghitung Kerja Pompa, *High Pressure* dan *Low Pressure Steam Turbine*

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{air} \cdot v_{in} \cdot \Delta P$$

$$\dot{W}_{HPST} = \dot{m}_{27} (h_{27} - h_{28})$$

$$\dot{W}_{LPST} = \dot{m}_{38} (h_{38} - h_{39})$$

9. Menghitung Kerja Netto Instalasi *Steam Turbine*

$$\dot{W}_{net ST} = \dot{W}_{HPST} + \dot{W}_{LPST} - \dot{W}_p$$

10. Menghitung Panas yang Diterima Instalasi *Steam Turbine*

$$\dot{Q}_{in ST} = [\dot{m}_{gas} \cdot (h_4 - h_5)]_{HRSG 1.1} + [\dot{m}_{gas} \cdot (h_4 - h_5)]_{HRSG 1.2} + [\dot{m}_{gas} \cdot (h_4 - h_5)]_{HRSG 1.3}$$

11. Menghitung Efisiensi dan *Heat Rate* Instalasi *Steam Turbine*

$$\eta_{ST} = \frac{\dot{W}_{net ST}}{\dot{Q}_{in ST}}$$

$$HR_{ST} = \frac{860 \text{ kcal}}{1 \text{ kWh} \cdot \eta_{ST}}$$

12. Menghitung Kerja Netto Siklus Gabungan

$$\dot{W}_{net CC} = \sum \dot{W}_{net GT 1.1 \ 1.2 \ 1.3} + \dot{W}_{net ST}$$

13. Menghitung Total Panas yang Diberikan ke Siklus

$$\dot{Q}_{in CC} = \dot{Q}_{in GT 1.1} + \dot{Q}_{in GT 1.2} + \dot{Q}_{in GT 1.3}$$

14. Menghitung Efisiensi dan *Heat Rate* Siklus Gabungan

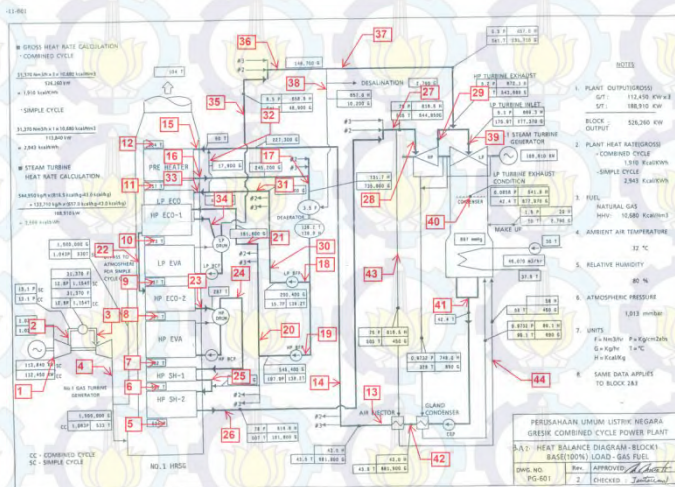
$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{net CC}}{\dot{Q}_{in CC}} \quad HR_{ST} = \frac{860 \text{ kcal}}{1 \text{ kWh} \cdot \eta_{CC}}$$



BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Membangun Pemodelan PLTGU UBP Perak dengan *Software GateCycle*

Perencanaan pembangunan PLTGU ini menggunakan *Software GateCycle* dengan referensi *Pipe and Instrument Diagram* dan *Heat Balance Diagram* PLTGU PT. PJB UP Gresik. Untuk mempermudah penelitian, *Heat Balance Diagram* tersebut diberi penomoran pipa setiap tingkat keadaan sebagai notasi pada analisis perhitungan dan tabel hasil. Sebagai contoh pipa nomor 3, menunjukkan tingkat keadaan keluar *Combustor* menuju Turbin Gas.



Gambar 4.1 Penomoran pada setiap tingkat keadaan *Heat Balance Diagram*

Pada *combine cycle power plant* (PLTGU), energi kimia yang tersimpan dalam bahan bakar gas dan oksigen dari udara dikonversikan menjadi energi termal, energi mekanis, lalu energi listrik untuk penggunaan berkelanjutan dan distribusi secara luas. Setelah dilakukan pengujian oleh PT. Petrokimia Gresik, maka diketahui komposisi kandungan bahan bakar gas sebagai berikut,

Tabel 4.1 Data analisis kandungan bahan bakar

No	Jenis Uji	Simbol	Satuan	Hasil Uji
1	Nitrogen	N_2	% Mole	1,164
2	Carbon Dioxide	CO_2	% Mole	0,858
3	Methane	CH_4	% Mole	92,669
4	Ethane	C_2H_6	% Mole	4,315
5	Propane	C_3H_6	% Mole	0,917
6	I-Butane	$i - C_4H_{10}$	% Mole	0,042
7	N-Butane	$n - C_4H_{10}$	% Mole	0,006
8	I-Pentane	$i - C_5H_{12}$	% Mole	0,000
9	N-Pentane	$n - C_5H_{12}$	% Mole	0,000
10	Hexane Plus	$C_6 +$	% Mole	0,029
Total (%Mole)				100,000

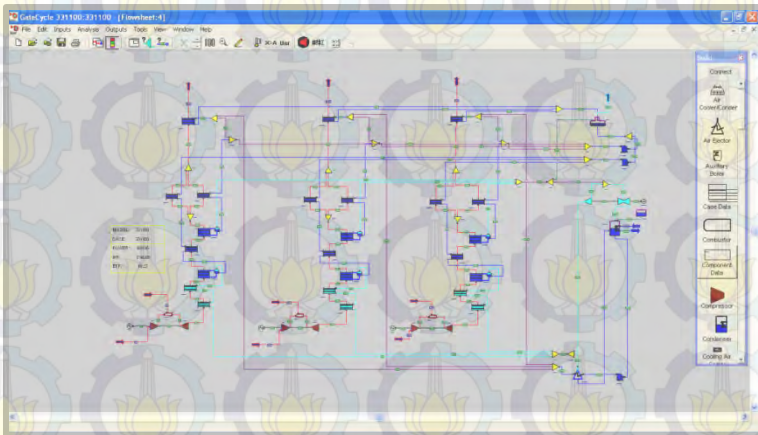
Dari *Gas Turbine World Handbook* 2013 dan website resmi Mistubishi Hitachi Power System, turbin gas Mitsubishi Heavy Industries (60Hz) tipe M501DA dipilih sebagai salah satu komponen utama dalam pengoperasian PLTGU. Spesifikasi desain tersebut dapat dilihat dari tabel dibawah,

Tabel 4.2 Spesifikasi *Gas Turbine* Mistubishi Heavy Industries M501D

Model		M501DA
Compressor	Number of Stages	19
Combustor	Number of Cans	14
	Cooling Method	Air Cooled
Turbine	Number of Stages	4
Rotor	Number of Rotors	1
Output Shaft		Cold End
Rated Speed		3,600 rpm
Gas Turbine	`	$11.4 \times 4.5 \times 4.8$ m
	Approx. Weight	190 ton

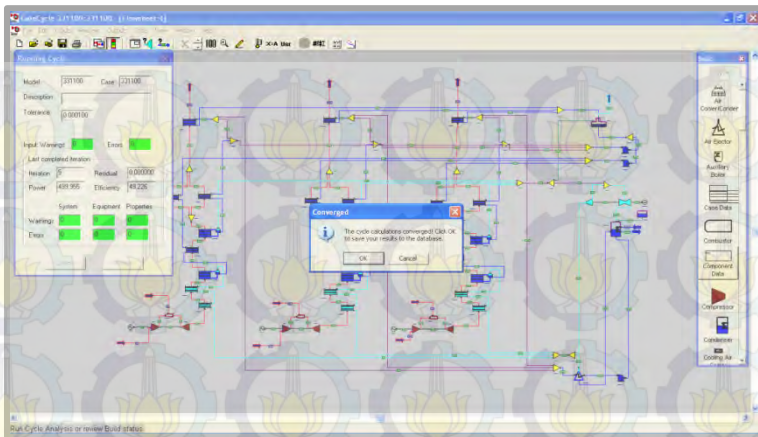
Komponen-komponen utama PLTGU mulai dari kompresor, *combustor*, gas turbine, superheater, evaporator, economizer, deaerator, pompa, splitter, mixer, steam turbine

water makeup, kondensor hingga air ejector satu persatu disambungkan sesuai *Pipe and Instrument Diagram*. Proses penyambungan juga ikuti dengan memasukkan data-data yang dibutuhkan pada setiap komponen untuk melakukan *running*. Segala komponen yang dibutuhkan dapat diambil dari *toolbar build palette* pada *software GateCycle*. Hasil pemodelan instrument PLTGU UBP Perak dapat dilihat pada gambar 4.2.



Gambar 4.2 Hasil pemodelan perencanaan PLTGU UBP Perak

Dalam proses penyambungan dan pemasukkan data komponen-komponen tersebut, seringkali mengalami kegagalan *error* dan *warning* baik pada *system*, *equipment* maupun *properties*. Hal tersebut dapat dilihat pada menu *list error* sehingga pengguna dapat mengetahui kesalahan komponen yang harus dirubah data inputnya. Gambar 4.3 menunjukkan bahwa besar *error* dan *warning* pada simulasi penelitian ini adalah sebesar nol (*converged*).



Gambar 4.3 Hasil *Running Cycle* PLTGU yang telah konvergen

4.2 Validasi Hasil Simulasi GateCycle dengan Perhitungan Termodinamika

Validasi dilakukan dengan menggunakan perhitungan termodinamika untuk simulasi *combined cycle power plant* dengan konfigurasi 3-3-3 dan beban 100% (*peak load*).

$$\dot{W}_{\text{net CC}} = (3 \times \dot{W}_{\text{net GT}}) + (1 \times \dot{W}_{\text{net ST}})$$

$$\dot{W}_{\text{net CC}} = 500 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{\text{net GT}} = 103,3 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{\text{net ST}} = 190 \text{ MW}$$

Pada beban total 500MW, PLTGU beroperasi dengan turbin gas 103,3MW sebanyak 3 unit dan turbin uap 190MW sebanyak 1 unit. Dengan pendekatan bahwa total laju energi yang dipindahkan ke dalam volume atur adalah sama dengan total laju energi yang dipindahkan keluar dari volume atur, maka dapat digunakan persamaan,

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gze \right)$$

4.2.1 Opened Cycle – Unit 1

$$\dot{W}_{\text{net GT}} = \dot{W}_{\text{GT}} - \dot{W}_{\text{Komp}} - \dot{W}_{\text{Losses}}$$

$$\dot{W}_{\text{Komp}} = (276,4 - 103,3 - 1,57) \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{\text{Komp}} = 171,53 \text{ MW}$$

a. Kompresor

$$0 = \dot{Q}_{\text{CV}} - \dot{W}_K + \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right]$$

$$\dot{W}_{\text{Komp}} = \dot{m}_{\text{udara}} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$171,53 \text{ MW} = 1474160,01 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot (h_2 - 4,03) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kcal}} \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$h_2 = 104 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

b. Bahan Bakar

$$\frac{1}{3} \cdot \dot{Q}_{\text{CC}} = \dot{m}_{\text{bb}} \cdot \text{LHV}_{\text{bb}}$$

$$\frac{1}{3} \cdot 1015600 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \dot{m}_{\text{bb}} \cdot 47187,78 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{m}_{\text{bb}} = 7,17 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 25827 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

c. Gas Turbine

$$0 = \dot{Q}_{\text{CV}} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_3 - h_4 + \frac{v_3^2 - v_4^2}{2} + g(z_3 - z_4) \right]$$

$$\dot{W}_{\text{GT}} = \dot{m}_{\text{gas}} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$\dot{W}_{\text{GT}} = (\dot{m}_{\text{bb}} + \dot{m}_{\text{udara}}) \cdot (h_3 - h_4)$$

$$276,6 \text{ MW} = 1499987,01 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot (295,44 - h_4) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kcal}} \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$h_4 = 137 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

d. Efisiensi

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{net\ GT}}{\dot{Q}_{bb}} = \frac{103300\text{ kW}}{338533,33 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} = 0,3051$$

4.2.2 Closed Cycle

a. *Condensate Extraction Pump (CEP)*

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CEP} + \dot{m} \left[h_{42} - h_{41} + \frac{v_{42}^2 - v_{41}^2}{2} + g(z_{42} - z_{41}) \right]$$

$$\dot{W}_{CEP} = \dot{m}_{41} (h_{42} - h_{41})$$

$$\dot{W}_{CEP} = 190,19 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (140,74 - 139,24) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_{CEP} = 285,28\text{ kW}$$

b. *High Pressure - Boiler Feed Pump (HP-BFP)*

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{HP\ BFP} + \dot{m} \left[h_{20} - h_{19} + \frac{v_{20}^2 - v_{19}^2}{2} + g(z_{20} - z_{19}) \right]$$

$$\dot{W}_{HP\ BFP} = \dot{m}_{20} (h_{20} - h_{19})$$

$$\dot{W}_{HP\ BFP} = 151,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (592,40 - 579,45) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_{HP\ BFP} = 1961,92\text{ kW}$$

c. *Low Pressure - Boiler Feed Pump (LP-BFP)*

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{LP\ BFP} + \dot{m} \left[h_{30} - h_{18} + \frac{v_{30}^2 - v_{18}^2}{2} + g(z_{30} - z_{18}) \right]$$

$$\dot{W}_{LP\ BFP} = \dot{m}_{30} (h_{30} - h_{18})$$

$$\dot{W}_{LP\ BFP} = 55,67 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (580,97 - 579,45) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_{LP\ BFP} = 84,62\text{ kW}$$

d. Total Daya Pompa

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{CEP} + \dot{W}_{HP\ BFP} + \dot{W}_{LP\ BFP}$$

$$\dot{W}_p = (285,28 + 1961,92 + 84,62) \text{ kW}$$

$$\dot{W}_p = 2331,82 \text{ kW}$$

e. HP Steam Turbine

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{HPST} + \dot{m} \left[h_{28} - h_{29} + \frac{V_{28}^1 - V_{29}^2}{2} + g(z_{28} - z_{29}) \right]$$

$$\dot{W}_{HPST} = \dot{m}_{28} (h_{28} - h_{29})$$

$$\dot{W}_{HPST} = 151,38 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3420,01 - 2824,49) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_{HPST} = 90149,82 \text{ kW}$$

f. Open Feedwater Heater - 2

$$0 = y h_u + (1 - y) h_i - h_o$$

$$y = \frac{\dot{m}_{29}}{\dot{m}_{39}} = \frac{151,38}{189,29} = 0,8$$

$$h_o = 0,8 \cdot 2824,49 + 0,2 \cdot 2750,86$$

$$h_o = 2809,76 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

g. LP Steam Turbine

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{LPST} + \dot{m} \left[h_{39} - h_{40} + \frac{V_{39}^1 - V_{40}^2}{2} + g(z_{39} - z_{40}) \right]$$

$$\dot{W}_{LPST} = 189,29 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (2809,74 - 2254,93) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_{LPST} = 105019,98 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{net ST}} = \dot{W}_{HPST} + \dot{W}_{LPST} - \dot{W}_p - \dot{W}_{\text{Losses}}$$

$$\dot{W}_{\text{net ST}} = (90149,82 + 105019,98 - 2331,82 - 2927,6) \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{net ST}} = 189910,38 \text{ kW}$$

4.2.3 Combined Cycle

a. Total Daya Netto *Combined Cycle*

$$\dot{W}_{\text{net CC}} = 3 \cdot \dot{W}_{\text{net GT}} + \dot{W}_{\text{net ST}}$$

$$\dot{W}_{\text{net CC}} = (3 \cdot 103300 + 189910,38) \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{net CC}} = 499910 \text{ kW}$$

b. Efisiensi *Combined Cycle*

$$\eta_{\text{CC}} = \frac{\dot{W}_{\text{net CC}}}{3 \cdot \dot{Q}_{\text{bb}}} = \frac{499910 \text{ kW}}{3 \cdot 338533,33 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} = 0,4922$$

c. Heat Rate *Combined Cycle*

$$\text{HR}_{\text{CC}} = \frac{860}{\eta_{\text{CC}}} = \frac{860}{0,422} = 1747,15 \frac{\text{kcal}}{\text{kWh}}$$

Tabel 4. 3 Nilai error antara data hasil simulasi GateCycle dan perhitungan termodinamika

Komponen	Nilai GateCycle	Nilai Perhitungan	Error (%)
m _{bb}	25846,92	25827	0,08
η _{gt}	0,3053	0,3051	0,06
CEP [Ẇ]	285,60	285,28	0,11
HP BFP [Ẇ]	1961,7	1961,92	0,01
LP BFP [Ẇ]	84,42	84,62	0,24
HP ST [Ẇ]	90150	90149,82	0,00
LP ST [Ẇ]	105025	105019,98	0,00

\dot{W}_{net}, cc	499960	499910	0,01
η_{cc}	0,4923	0,4922	0,02
HR _{cc}	1746,7	1747,15	0,02

Dari tabel 4.3 menjelaskan bahwa nilai error antara data hasil simulasi menggunakan *software GateCycle* dan perhitungan termodinamika adalah dibawah satu persen. Hal tersebut menyatakan bahwa pemodelan simulasi sesuai dengan prinsip-prinsip termodinamika.

4.2.4 Matriks Mass Balance

Pada suatu volume atur dalam keadaan tunak, kondisi massa yang berada di dalam volume atur dan pada daerah batasnya, tidak berubah menurut waktu. Lajua aliran massa serta laju perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga konstan terhadap waktu. Penumpukan massa di dalam volume atur, tidak dapat terjadi, sehingga $d\dot{m}_{cv}/dt = 0$ dan dapat dituliskan dengan persamaan,

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e$$

Sehingga dari prinsip tersebut, dapat dijadikan sebuah matriks seperti pada gambar 4.4 dan 4.5.

	Pipe Number																																		Mass Flow		(=0)	
	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	Rate				
Splitter-1	1	-3																																m13	0			
Mixer-1		1	-1																	1													m14	0				
Pre Heater			1	-1																														m15	0			
Mixer-2				3	-1																													m16	0			
Deaerator					1	-1	-1																		1									m17	0			
LP BFP						1											-1																	m18	0			
HP BFP							1	-1																											m19	0		
Splitter-2								1	-3																										m20	0		
HP Eco-1									1	-1																									m21	0		
HP Eco-2										1	-1																								m22	0		
HP Eva											1	-1																							m23	0		
HP SH-1												1	-1																						m24	0		
HP SH-2													1	-1																					m25	0		
Mixer-3													3	-1																					m26	0		
Splitter-3														1	-1																				m27	0		
HP ST															1	-1																			m28	0		
Splitter-4																	1	-3																	m29	0		
Splitter-5																		1	-1	-1															m30	0		
LP Eco																				1	-1														m31	0		
LP Eva																					1	-1													m32	0		
Mixer-4																						3	-1												m33	0		
Splitter-6																							1	-1	-1										m34	0		
Mixer-5																								1	-1	-1									m35	0		
LP ST																									1	-1	-1								m36	0		
Condenser																										1	-1	-1							m37	0		
CEP																											1	-1	-1						m38	0		
Air Ejector (In)																												1								m39	0	
Air Ejector (Out)	-1																																			m40	0	
																																				m41	0	
																																				m42	0	
																																				m43	0	
																																				m44	0	
																																				m45	0	

Gambar 4.4 Matriks *mass balance* sebelum diketahui *mass flow rate* setiap tingkat keadaan

Gambar 4.5 Matriks *mass balance* sebelum diketahui *mass flow rate* setiap tingkat keadaan

4.3 Analisis Kondisi Tingkat Keadaan pada PLTGU Setelah Dilakukan Variasi

4.3.1 Variasi Beban pada Konfigurasi 3-3-1

Tabel 4.4 Hasil Keseluruhan Sistem Konfigurasi 3-3-1

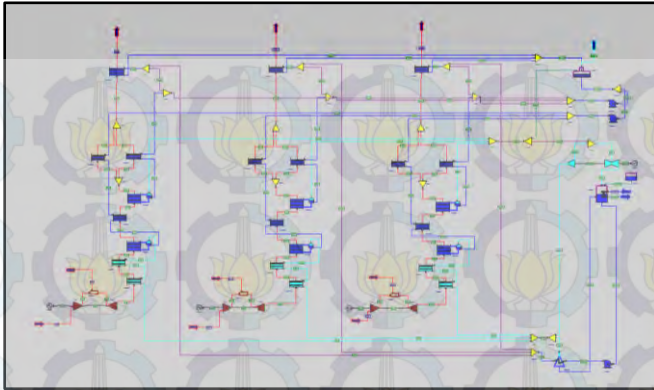
Konfigurasi 3-3-1							
Load	Net Plant Efficiency (%)	Heat Rate (kcal/kWh)	Net Plant Output (MW)	Gas Turbine Efficiency (%)	Gas Turbine Power (MW)	Steam Turbine Power (kW)	Total LHV Fuel Cons. (kJ/s)
50%	42.24	2035.4	250.02	22.39	132.5	117527	591837
75%	47.78	1799.4	375.01	26.59	208.65	166358	784785
100%	49.73	1728.9	500	29.84	299.99	200007	1005320

Tabel 4.3 adalah hasil simulasi *combined cycle power plant* konfigurasi 3-3-1 dengan variasi beban 50%, 75% dan 100%. Dapat dilihat bahwa peningkatan beban pembangkit akan diikuti oleh peningkatan efisiensi netto pembangkit, penurunan *heat rate*, peningkatan daya output pembangkit serta peningkatan total konsumsi LHV bahan bakar.

Pada beban 50%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 42,24% berbanding terbalik dengan *heat rate* 2035,4 kcal/kWh. Pada kondisi ini, pembangkit memiliki total daya output sebesar 250,02 MW yang terdiri dari turbin gas 44,17 MW sebanyak 3 unit dan turbin uap 117,58 MW sebanyak 1 unit.

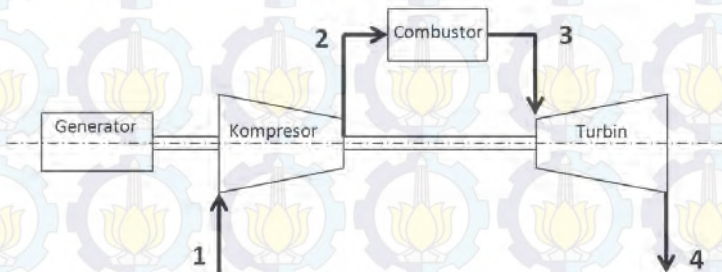
Pada beban 75%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 47,78% berbanding terbalik dengan *heat rate* 1799,4 kcal/kWh. Pada kondisi ini, pembangkit memiliki total daya output sebesar 375,01 MW yang terdiri dari turbin gas 69,55 MW sebanyak 3 unit dan turbin uap 166,36 MW sebanyak 1 unit.

Pada beban 100%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 49,73% berbanding terbalik dengan *heat rate* 1728,9 kcal/kWh. Pada kondisi ini, pembangkit memiliki total daya output sebesar 500 MW yang terdiri dari turbin gas 99,99 MW sebanyak 3 unit dan turbin uap 200 MW sebanyak 1 unit. Pembangkit pada kondisi operasi ini akan digunakan untuk beban puncak (*peak load*).



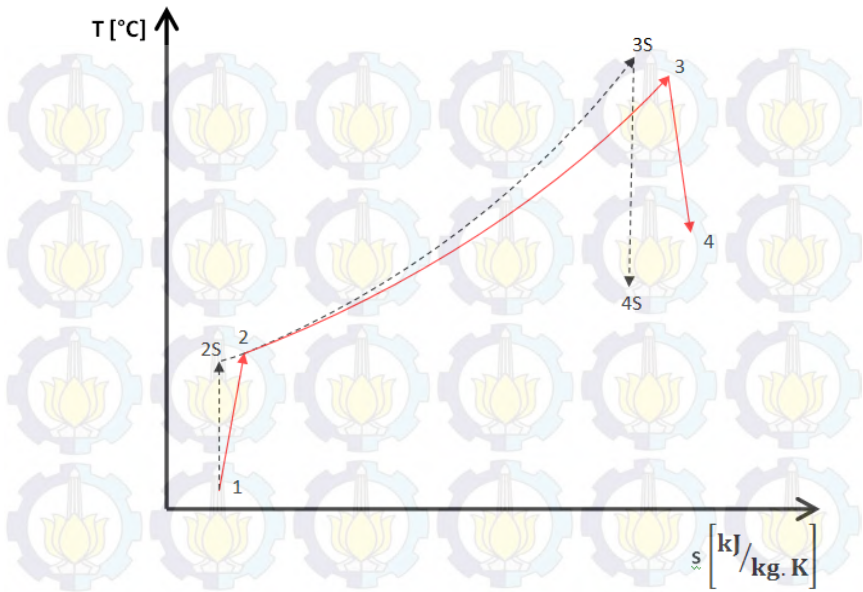
Gambar 4.6 Pemodelan *Combined Cycle* dengan Konfigurasi 3-3-1

Tiga komponen utama pada turbin gas yakni kompresor, ruang bakar (*combustion chamber*), dan turbin. Media kerja udara atmosfer masuk melalui sisi inlet kompresor, melewati ruang bakar, dan dilepaskan ke atmosfer setelah melewati turbin. Fenomena-fenomena termodinamika yang terjadi pada siklus Brayton ideal adalah sebagai berikut.

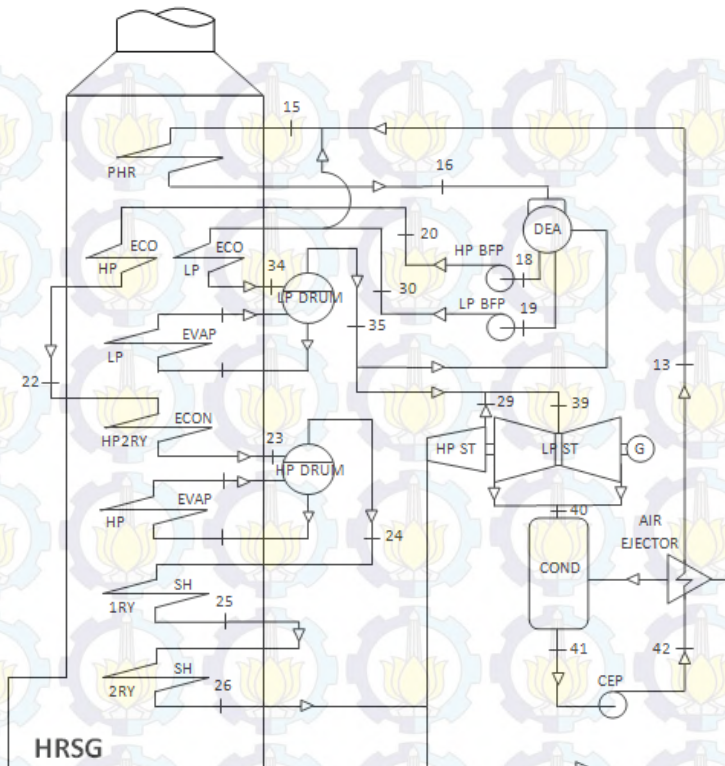


Gambar 4.7 Skema Sistem Pembangkit Tenaga Gas

1. **Proses 1-2 Kompresi :** Udara ambient dengan suhu 32°C , tekanan $1,013 \text{ kg/cm}^2$, kelembapan relative 80%, masuk ke dalam sistem turbin gas melalui sisi inlet kompresor. Oleh kompresor, udara dikompresikan sampai tekanan $14,18 \text{ kg/cm}^2$, diikuti dengan volume ruang yang menyempit. Proses ini ditunjukkan dengan angka 1-2 pada gambar 4.7. Adapun proses yang tidak terjadi perubahan entropi (isentropic), ditunjukkan pada angka 1-2S.
 2. **Proses 2-3 Pembakaran:** Pada tahap 2-3, udara terkompresi masuk ke ruang bakar. Bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar sebesar $7,18 \text{ kg/s}$, dan diikuti dengan proses pembakaran bahan bakar tersebut. Energi panas hasil pembakaran diserap oleh udara (q_{in}), meningkatkan temperatur udara sebesar $1070,84^{\circ}\text{C}$, dan menambah volume udara. Proses ini mengalami penurunan tekanan udara menjadi $13,68 \text{ kg/cm}^2$. Adapun proses yang tidak terjadi perubahan tekanan (isobaric), ditunjukkan pada angka 2S-3S.
 3. **Proses 3-4 Ekspansi :** Udara bertekanan yang telah menyerap panas hasil pembakaran, berekspansi melewati turbin dan terjadi penurunan tekanan menjadi $1,06 \text{ kg/cm}^2$. Sudu-sudu turbin yang merupakan nozzle-nozzle kecil berfungsi untuk mengkonversikan energi panas udara menjadi energi kinetik. Sebagian energi tersebut dikonversikan turbin untuk memutar kompresor.
- Seluruh proses tersebut dapat dilihat pada gambar 4.7, yaitu kurva temperature terhadap entropi pada sistem pembangkit tenaga gas.



Gambar 4.8 T-s Diagram dari Siklus Pembangkit Tenaga Gas



Gambar 4.9 Skema Sistem Pembangkit Tenaga Uap

Proses 15-16 : Air bertekanan 3.5 kg/cm^2 masuk ke *preheater* untuk mengalami proses pemanasan secara isobarik (tekanan konstan) dari temperature 51.83°C menjadi 132.63°C . Sumber panas didapatkan dari gas panas dari sisa pembuangan *gas turbine*.

Proses 16-18 : Untuk memisahkan O_2 yang terlarut pada fluida kerja sistem tenaga uap (H_2O), diperlukan proses penghantaman air dengan *steam* produksi LP *Evaporator*. Hal itu

menjadikan air mengalami kenaikan temperature dari 132.63 °C ke 137.75 °C.

Proses 16-19 : Untuk memisahkan O₂ yang terlarut pada fluida kerja sistem tenaga uap (H₂O), diperlukan proses penghantaman air dengan *steam* produksi LP *Evaporator*. Hal itu menjadikan air mengalami kenaikan temperature dari 132.63 °C ke 137.75 °C.

Proses 18-20 : Air dipompa dari tekanan 3.5 kg/cm² ke 107.9 kg/cm². Pada proses yang terjadi pada HP BFP ini, fluida kerja yang masih berfase cair mengalir dengan *mass flowrate* sebesar 545400 kg/s.

Proses 20-22 : Air bertekanan 107.9 kg/cm² masuk ke HP *Economizer-1* untuk mengalami proses pemanasan secara isobarik (tekanan konstan) dari temperature 139.2 °C menjadi 171 °C. Sumber panas didapatkan dari gas panas dari sisa pembuangan *gas turbine*.

Proses 22-23 : Air bertekanan 107.9 kg/cm² masuk ke HP *Economizer-2* untuk mengalami proses pemanasan secara isobarik (tekanan konstan) dari temperature 171 °C menjadi 287 °C. Sumber panas didapatkan dari gas panas dari sisa pembuangan *gas turbine*.

Proses 23-24 : Air bertekanan 107.9 kg/cm² masuk ke HP *Evaporator* untuk mengalami proses pemanasan dan perubahan fasa fluida kerja menjadi uap secara isobarik (tekanan konstan). Oleh karena itu, proses ini tidak mengalami perubahan suhu pada 303.46 °C. Sumber panas didapatkan dari gas panas dari sisa pembuangan *gas turbine*. Uap hasil produksi memiliki tekanan 77.9 kg/cm² karena

mengalami *pressure drop* saat melalui HP drum.

Proses 24-25 : Uap bertekanan 77.9 kg/cm^2 masuk ke HP *Superheater-1* untuk mengalami proses pemanasan secara isobarik (tekanan konstan) dari temperature $291.76 \text{ }^{\circ}\text{C}$ menjadi 473°C . Sumber panas didapatkan dari gas panas dari sisa pembuangan *gas turbine*.

Proses 25-26 : Uap bertekanan 77.9 kg/cm^2 masuk ke HP *Superheater-2* untuk mengalami proses pemanasan secara isobarik (tekanan konstan) dari temperature $473 \text{ }^{\circ}\text{C}$ menjadi $507 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Sumber panas didapatkan dari gas panas dari sisa pembuangan *gas turbine*.

Proses 26-29 : Proses ini terjadi pada HP *steam turbine*. Uap air kering dari HP *Superheater-2* masuk ke turbin dan mengalami proses ekspansi dari tekanan 77.9 kg/cm^2 ke 5.2 kg/cm^2 . Energi yang tersimpan di dalam uap air dikonversi menjadi energi gerak pada turbin tersebut.

Proses 19-30 : Air dipompa dari tekanan 3.5 kg/cm^2 ke 15.7 kg/cm^2 . Pada proses yang terjadi pada LP BFP ini, fluida kerja yang masih berfase cair mengalir dengan *mass flowrate* sebesar 200400 kg/s .

Proses 30-34 : Air bertekanan 15.7 kg/cm^2 masuk ke LP *Economizer* untuk mengalami proses pemanasan secara isobarik (tekanan konstan) dari temperature $137.92 \text{ }^{\circ}\text{C}$ menjadi $165 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Sumber panas didapatkan dari gas panas dari sisa pembuangan *gas turbine*.

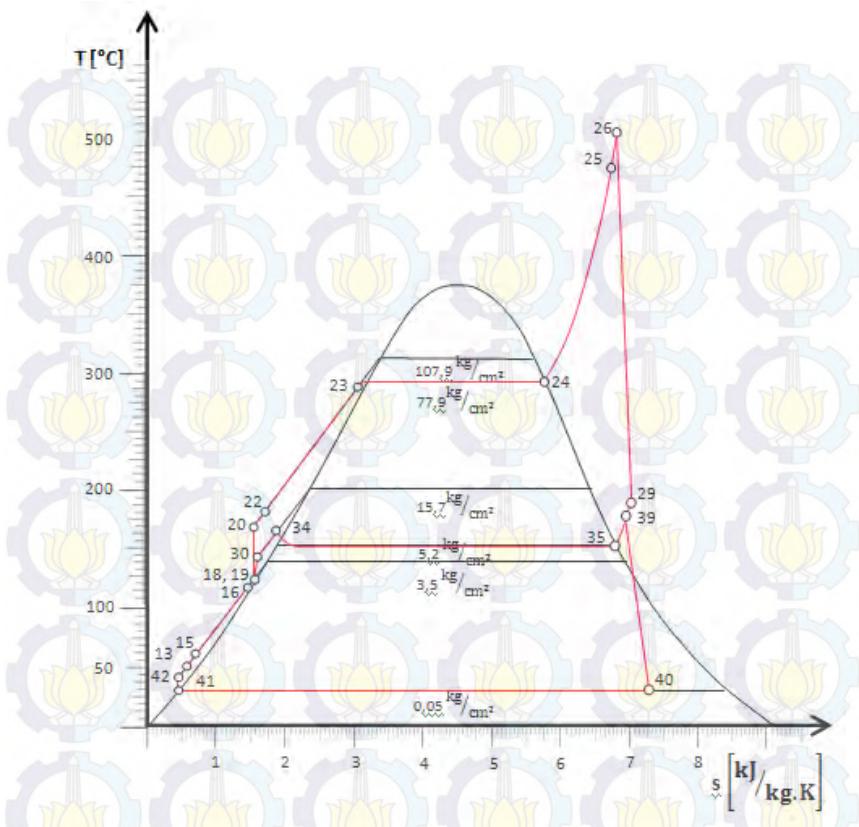
Proses 34-35 : Air bertekanan 15.7 kg/cm^2 masuk ke LP *Evaporator* untuk mengalami proses pemanasan dan perubahan fasa fluida kerja menjadi uap secara isobarik (tekanan konstan).

Oleh karena itu, proses ini tidak mengalami perubahan suhu pada $154.72\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sumber panas didapatkan dari gas panas dari sisa pembuangan *gas turbine*. Uap hasil produksi memiliki tekanan 5.5 kg/cm^2 karena mengalami *pressure drop* saat melalui LP drum.

Proses 39-40 : Proses ini terjadi pada LP *steam turbine*. Uap air kering dari LP *Evaporator* masuk ke turbin dan mengalami proses ekspansi dari tekanan 5.2 kg/cm^2 ke 0.05 kg/cm^2 . Energi yang tersimpan di dalam uap air dikonversi menjadi energi gerak pada turbin tersebut.

Proses 40-41 : Uap air yang keluar dari LP *steam turbine* yang memiliki kualitas 0,87 masuk ke kondensor dan mengalami kondensasi secara isobaric pada temperatur $33.25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Uap air diubah fasenya menjadi cair kembali sehingga dapat digunakan kembali pada proses siklus.

Proses 41-42 : Air dipompa dari tekanan 0.05 kg/cm^2 ke 3.5 kg/cm^2 . Pada proses yang terjadi pada CEP ini, fluida kerja yang masih berfase cair mengalir dengan *mass flowrate* sebesar 684690 kg/s .



Gambar 4.10 T-s Diagram dari Siklus Pembangkit Tenaga Uap

4.3.2 Variasi Beban pada Konfigurasi 2-2-1

Tabel 4.5 Hasil Keseluruhan Sistem Konfigurasi 2-2-1

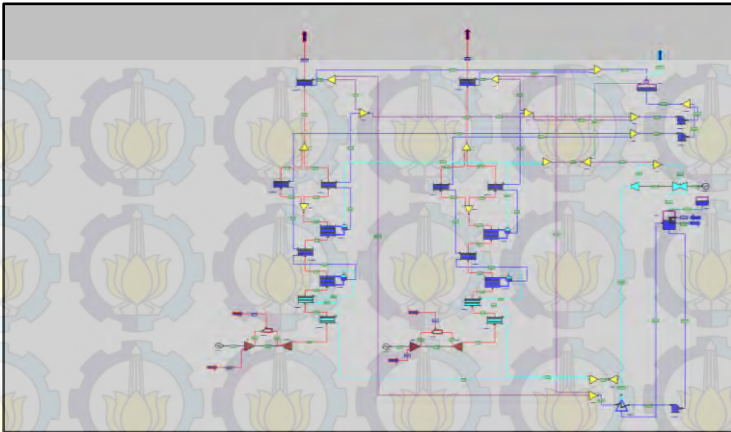
Konfigurasi 2-2-1							
Load	Net Plant Efficiency (%)	Heat Rate (kcal/kWh)	Net Plant Output (MW)	Gas Turbine Efficiency (%)	Gas Turbine Power (MW)	Steam Turbine Power (kW)	Total LHV Fuel Cons. (kJ/s)
50%	42.21	2037	166.54	22.39	88.34	78204	394552
75%	47.74	1800.9	249.82	26.59	139.11	110709	523233
100%	49.69	1730.3	333.06	29.83	199.95	133109	670228

Tabel 4.4 adalah hasil simulasi *combined cycle power plant* konfigurasi 2-2-1 dengan variasi beban 50%, 75% dan 100%. Dapat dilihat bahwa peningkatan beban pembangkit akan diikuti oleh peningkatan efisiensi netto pembangkit, penurunan *heat rate*, peningkatan daya output pembangkit serta peningkatan total konsumsi LHV bahan bakar.

Pada beban 50%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 42.21% berbanding terbalik dengan *heat rate* 2037 kcal/kWh. Pada kondisi ini, pembangkit memiliki total daya output sebesar 166,54 MW yang terdiri dari turbin gas 44,17 MW sebanyak 2 unit dan turbin uap 78,20 MW sebanyak 1 unit.

Pada beban 75%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 47,74% berbanding terbalik dengan *heat rate* 1800,9 kcal/kWh. Pada kondisi ini, pembangkit memiliki total daya output sebesar 249,82 MW yang terdiri dari turbin gas 69,55 MW sebanyak 2 unit dan turbin uap 110,7 MW sebanyak 1 unit.

Pada beban 100%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 49,69 % berbanding terbalik dengan *heat rate* 1730,3 kcal/kWh. Pada kondisi ini, pembangkit memiliki total daya output sebesar 333,06 MW yang terdiri dari turbin gas 99,97 MW sebanyak 2 unit dan turbin uap 133,1 MW sebanyak 1 unit.



Gambar 4.11 Pemodelan *Combined Cycle* dengan Konfigurasi 2-2-1

4.3.3 Variasi Beban pada Konfigurasi 1-1-1

Tabel 4.6 Hasil Keseluruhan Sistem Konfigurasi 1-1-1

Load	Net Plant Efficiency (%)	Heat Rate (kcal/kWh)	Net Plant Output (MW)	Gas Turbine Efficiency (%)	Gas Turbine Power (MW)	Steam Turbine Power (kW)	Total LHV Fuel Cons. (kJ/s)
50%	42.12	2041.4	83.1	22.39	44.17	38925	197276
60%	45.18	1903.5	99.98	28.27	61.02	38958	221292
75%	47.65	1804.4	124.67	26.59	69.56	55112	261617
100%	49.6	1733.3	166.24	29.83	99.98	66263	335114

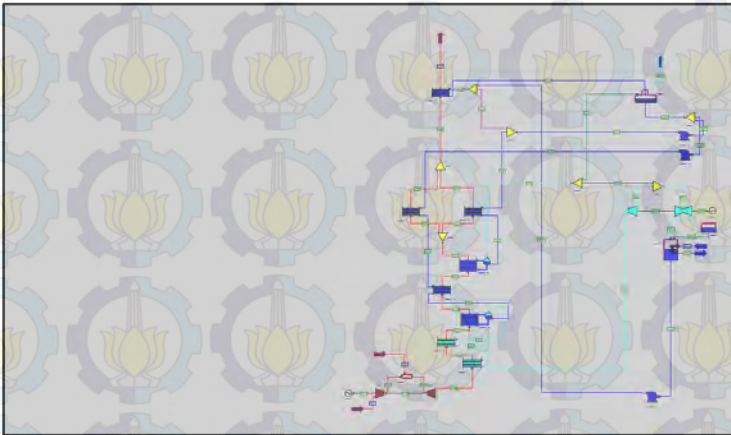
Tabel 4.5 adalah hasil simulasi *combined cycle power plant* konfigurasi 1-1-1 dengan variasi beban 50%, 60%, 75% dan 100%. Dapat dilihat bahwa peningkatan beban pembangkit akan diikuti oleh peningkatan efisiensi netto pembangkit, penurunan *heat rate*, peningkatan daya output pembangkit serta peningkatan total konsumsi LHV bahan bakar.

Pada beban 50%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 42,12% berbanding terbalik dengan *heat rate* 2041.4 kcal/kWh. Pada kondisi ini, pembangkit memiliki total daya output sebesar 83,1 MW yang terdiri dari turbin gas 44.17 MW sebanyak 1 unit dan turbin uap 38,93 MW sebanyak 1 unit.

Pada beban 60%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 45.18% berbanding terbalik dengan *heat rate* 1903.5 kcal/kWh. Pada kondisi ini, pembangkit memiliki total daya output sebesar 99.98 MW yang terdiri dari turbin gas 61,02 MW sebanyak 1 unit dan turbin uap 38,95 MW sebanyak 1 unit. Pembangkit pada kondisi operasi ini akan digunakan untuk beban dasar (*base load*).

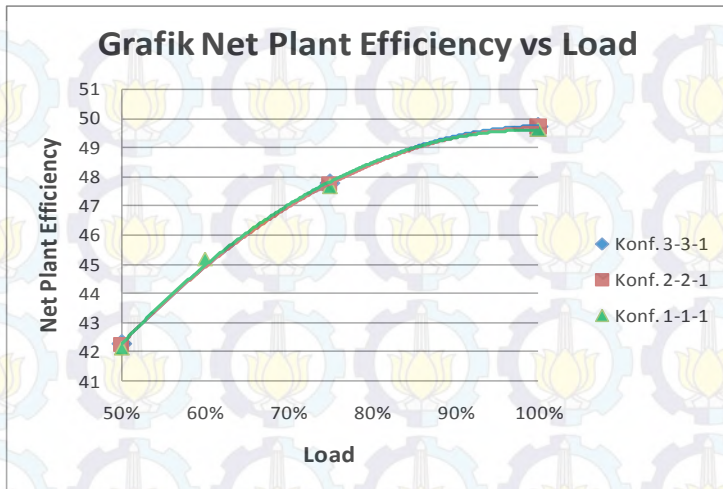
Pada beban 75%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 47,65% berbanding terbalik dengan *heat rate* 1804,4 kcal/kWh. Pada kondisi ini, pembangkit memiliki total daya output sebesar 124,67 MW yang terdiri dari turbin gas 69,56 MW sebanyak 1 unit dan turbin uap 55,11 MW sebanyak 1 unit.

Pada beban 100%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 49,6% berbanding terbalik dengan *heat rate* 17,33 kcal/kWh. Pada kondisi ini, pembangkit memiliki total daya output sebesar 166,24 MW yang terdiri dari turbin gas 99,98 MW sebanyak 1 unit dan turbin uap 66,26 MW sebanyak 1 unit.



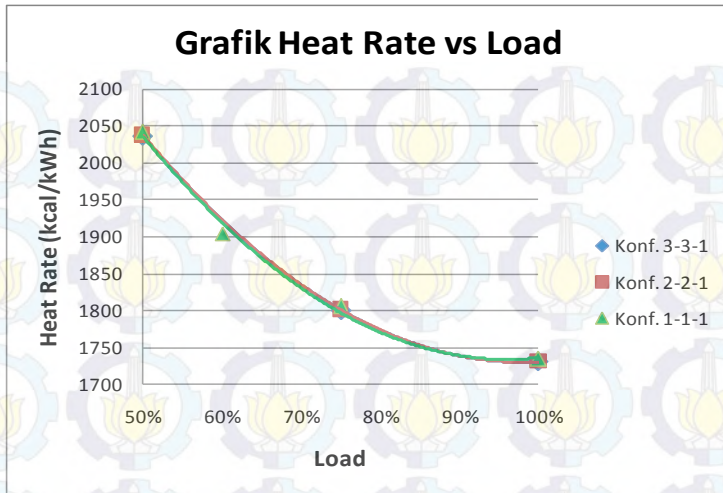
Gambar 4.12 Pemodelan *Combined Cycle* dengan Konfigurasi 1-1-1

4.3.4 Grafik Variasi



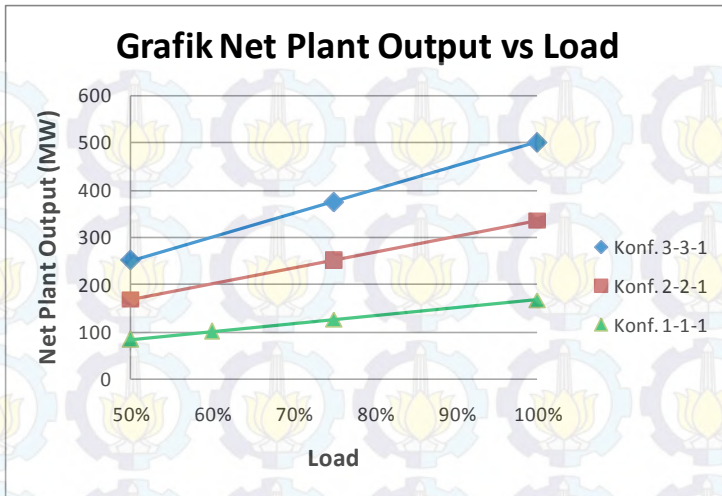
Gambar 4.13 Efisiensi Netto Pembangkit Terhadap Pembebanan pada Setiap Konfigurasi

Grafik diatas menjelaskan bahwa terjadi peningkatan efisiensi netto pembangkit terhadap peningkatan beban dari 50% hingga 100% untuk setiap konfigurasi. Pada konfigurasi 3-3-1 dengan beban 50%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 42.24%, 47.78%, 49.73%. Pada konfigurasi 2-2-1 dengan beban 50%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 42.21%, 47.74%, 49.69%. Pada konfigurasi 1-1-1 dengan beban 50%, 60%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki efisiensi netto sebesar 42.12%, 45.18%, 47.65%, 49.6%. Dengan kata lain dengan perubahan konfigurasi hanya sedikit mempengaruhi efisiensi pada nilai beban yang sama. Semua kenaikan tersebut terjadi secara polynomial.



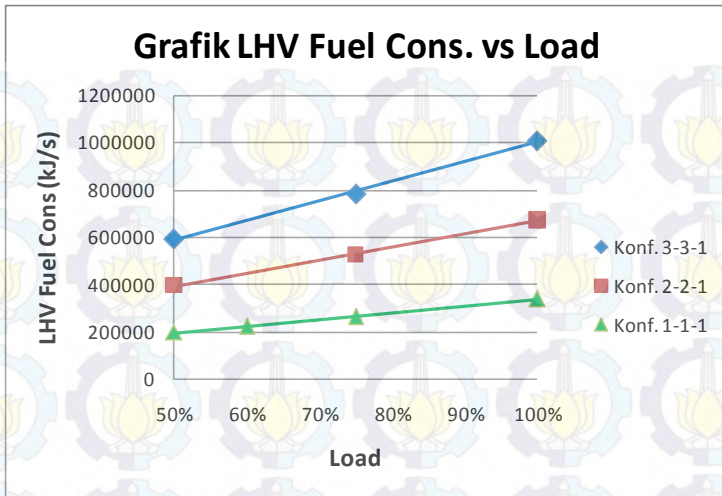
Gambar 4.14 *Heat Rate* Netto Pembangkit Terhadap Pembebanan pada Setiap Konfigurasi

Grafik diatas menjelaskan bahwa terjadi penurunan *heat rate* pembangkit terhadap peningkatan beban dari 50% hingga 100% untuk setiap konfigurasi. Pada konfigurasi 3-3-1 dengan beban 50%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki *heat rate* sebesar 2035.4 kcal/kWh, 1799.4 kcal/kWh, 1728.9 kcal/kWh. Pada konfigurasi 2-2-1 dengan beban 50%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki *heat rate* sebesar 2037 kcal/kWh, 1800.9 kcal/kWh, 1730.3 kcal/kWh. Pada konfigurasi 1-1-1 dengan beban 50%, 60%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki *heat rate* sebesar 2041.4 kcal/kWh, 1903.5 kcal/kWh, 1804.4 kcal/kWh, 1733.3 kcal/kWh. Dengan kata lain dengan perubahan konfigurasi hanya sedikit mempengaruhi *heat rate* pada nilai beban yang sama. Semua penurunan tersebut terjadi secara polynomial.



Gambar 4.15 Daya Netto Pembangkit Terhadap Pembebanan pada Setiap Konfigurasi

Grafik diatas menjelaskan bahwa terjadi peningkatan daya netto pembangkit terhadap peningkatan beban dari 50% hingga 100% untuk setiap konfigurasi. Pada konfigurasi 3-3-1 dengan beban 50%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki total daya output sebesar 250.02 MW, 375.01 MW, 500 MW. Pada konfigurasi 2-2-1 dengan beban 50%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki total daya output sebesar 166.54 MW, 249.82 MW, 333.06 MW. Pada konfigurasi 1-1-1 dengan beban 50%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki total daya output sebesar 83.1 MW, 99.98 MW, 124.67 MW, 166.24 MW. Semua kenaikan tersebut terjadi secara linear.



Gambar 4.16 Konsumsi Bahan Bakar Pembangkit Terhadap Pembebanan pada Setiap Konfigurasi

Grafik diatas menjelaskan bahwa terjadi peningkatan konsumsi LHV bahan bakar pembangkit terhadap peningkatan beban dari 50% hingga 100% untuk setiap konfigurasi. Pada konfigurasi 3-3-1 dengan beban 50%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki konsumsi LHV bahan bakar sebesar 591837 kJ/s, 784785 kJ/s, 1005320 kJ/s. Pada konfigurasi 2-2-1 dengan beban 50%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki konsumsi LHV bahan bakar sebesar 394552 kJ/s, 523233 kJ/s, 670228 kJ/s. Pada konfigurasi 1-1-1 dengan beban 50%, 75%, dan 100%, pembangkit memiliki total konsumsi LHV bahan bakar sebesar 197276 kJ/s, 221292 kJ/s, 261617 kJ/s, 335114 kJ/s. Semua kenaikan tersebut terjadi secara linear.

4.4 Data Hasil Simulasi Combined Cycle pada Konfigurasi 3-3-1

Setelah selesai dilakukan simulasi pembebanan 100%, 75% dan 50%, maka akan didapatkan kondisi setiap tingkat keadaan pada sistem *Opened Cycle*, HRSG, dan *Closed Cycle* yang dapat dilihat pada tabel dibawah dan terlampir.

4.4.1 Flow Data Opened Cycle

Tabel-tabel dibawah merupakan rekapitulasi hasil simulasi pada sistem tenaga gas (opened cycle) dari kompresor, combustor, hingga turbin gas

Tabel 4.7 *Flow Data* Kompresor

Compressor	Inlet (1)			Main Outlet (2)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1122145.31	1140785.05	1474160.01	1122145.31	1140785.05	1474160.01
Temperature (°C)	32	32	32	428.29	428.29	428.29
Pressure (kg/cm ²)	1.01	1.01	1.01	14.18	14.18	14.18
Enthalpy (kcal/kg)	4.03	4.03	4.03	104.04	104.04	104.04

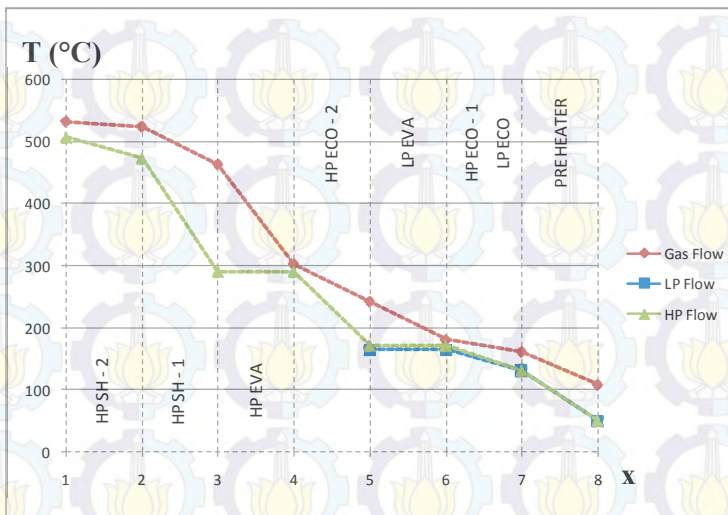
Tabel 4.8 *Flow Data* Combustor

Combustor	Inlet (2)			Exit (3)			Fuel Inlet		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1122145.31	1140785.05	1474160.01	1137399.5	1161001.32	1500006.77	15254.2	20216.29	25846.84
Temperature (°C)	428.29	428.29	428.29	938.9	1076.96	1070.84	27	27	27
Pressure (kg/cm ²)	14.18	14.18	14.18	13.68	13.68	13.68	18	18	18
Enthalpy (kcal/kg)	104.04	104.04	104.04	253.01	297.46	295.44	6.08	6.03	6.03

Tabel 4. 9 *Flow Data* Gas Turbine

Gas Turbine	Inlet (3)			Main Outlet (4)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137399.5	1161001.32	1500006.77
Temperature (°C)	938.9	1076.96	1070.84	471.84	561.38	533.84
Pressure (kg/cm ²)	13.68	13.68	13.68	1.06	1.06	1.06
Enthalpy (kcal/kg)	253.02	297.46	295.44	118.83	144.81	137.01

4.4.2 Distribusi Temperatur HRSG



Gambar 4.17 Distribusi Temperatur HRSG

Gambar 4.17 merupakan grafik distribusi temperature pada setiap komponen *heat recovery steam generator* (HRSG). Kurva merah adalah aliran gas yang masuk melalui *high pressure superheater-2* dan keluar melalui *preheater* menuju *stack*. Kurva hijau adalah aliran air bertekanan tinggi yang masuk melalui *preheater*, *high pressure economizer-1*, *high pressure economizer-2*, *high pressure evaporator*, *high pressure superheater-1*, hingga keluar melalui *high pressure superheater-2* menuju *high pressure steam turbine*. Kurva biru adalah aliran air bertekanan rendah yang masuk melalui *preheater*, *low pressure economizer*, hingga keluar melalui *low pressure evaporator* menuju *low pressure steam turbine*. Penjelasan lebih lanjut akan dibahas pada grafik-grafik dibawah ini.

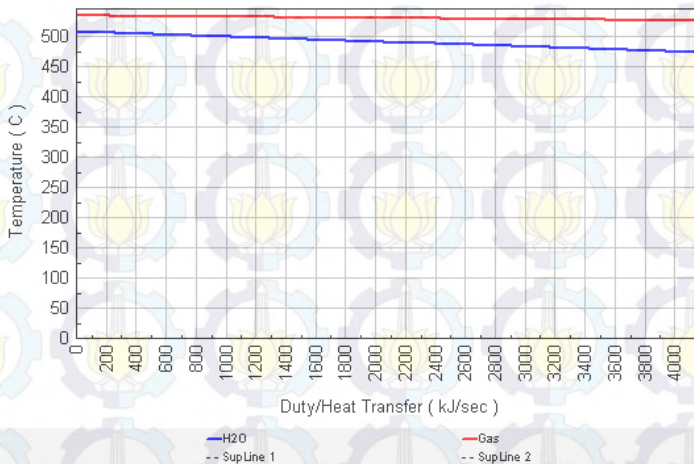
a. HP Superheater-2

Tabel 4.10 *Flow Data* HP Superheater-2

Superheater-2	Gas Inlet (5)			Gas Outlet (6)			Steam Inlet (25)			Steam Outlet (26)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137399.5	1161001.32	1500006.77	114400.04	156900.09	181800	114400.04	156900.09	181800
Temperature (°C)	471.84	561.38	533.84	467.71	542.67	525.17	440	440	473	460	507	507
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	49.1	67.3	77.9	49.1	67.3	77.9
Enthalpy (kcal/kg)	118.83	144.81	137.01	117.7	139.54	134.39	787.4	781.1	797.04	798.55	819.69	816.86
Quality			User-specified Gas				1	1	1	1	1	1

Gambar 4.18 merupakan grafik temperatur terhadap *heat transfer* pada *high pressure superheter-2*. Aliran gas mengalami penurunan temperatur dari 533,84°C menjadi 525,17°C dan sebaliknya pada aliran air yang mengalami kenaikan temperature dari 473°C menjadi 507°C. Oleh karena terdapat perbedaan temperature antara fluida panas dan dingin, maka terjadi pertukaran energi panas sebesar 4190,7 kJ/sec.

Q-T Diagram for SPHT::SPHT5



Gambar 4.18 Q-T Diagram HP Superheater-2

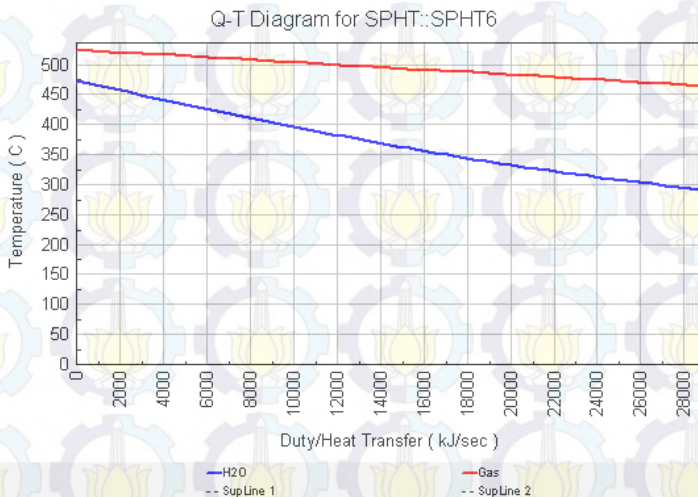
b. HP Superheater-1

Tabel 4.11 *Flow Data HP Superheater-1*

Superheater-1	Gas Inlet (6)			Gas Outlet (7)			Steam Inlet (24)			Steam Outlet (25)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137399.5	1161001.32	1500006.77	114400.04	156900.09	181800	114400.04	156900.09	181800
Temperature (°C)	467.71	542.67	525.17	423.02	485.18	464.93	261.57	281.84	291.76	440	440	473
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	49.1	67.3	77.9	49.1	67.3	77.9
Enthalpy (kcal/kg)	117.7	139.54	134.50	105.54	123.5	117.86	667.71	663.6	660.41	787.4	781.1	797.04
Quality							1	1	1	1	1	1

User-specified Gas

Gambar 4.19 merupakan grafik temperatur terhadap *heat transfer* pada *high pressure superheter-1*. Aliran gas mengalami penurunan temperatur dari 525,17°C menjadi 464,93°C dan sebaliknya pada aliran air yang mengalami kenaikan temperature dari 291,76°C menjadi 473°C. Oleh karena terdapat perbedaan temperature antara fluida panas dan dingin, maka terjadi pertukaran energi panas sebesar 28887 kJ/sec.



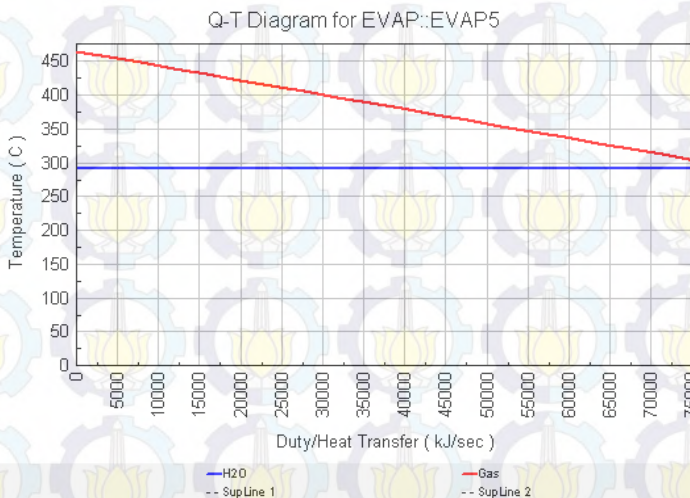
Gambar 4.19 Q-T Diagram HP Superheater-1

c. HP Evaporator

Tabel 4.12 *Flow Data* HP Evaporator

HP Evaporator	Gas Inlet			Gas Outlet			Water Inlet			Water Outlet		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137400	1161001.32	1500006.77	114399.89	156900.1	181800	114400	156900.1	181800
Temperature (°C)	423.02	485.18	464.93	285.73	307.61	313.46	269.48	277	287	261.57	281.84	291.76
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	106.9	113.3	107.8	49.1	67.3	77.9
Enthalpy (kcal/kg)	66.37	123.5	117.86	66.37	72.67	74.19	282.11	291.16	303.68	667.71	663.6	660.41
Quality			User-specified Gas				0	0	0	1	1	1

Gambar 4.20 merupakan grafik temperatur terhadap *heat transfer* pada *high pressure evaporator*. Aliran gas mengalami penurunan temperatur dari 464,93°C menjadi 303,46°C namun aliran air tidak mengalami kenaikan temperature pada 291°C. Hal tersebut terjadi dikarenakan energi yang diserap air digunakan untuk merubah fasa fluida. Pertukaran energi panas terjadi sebesar 75425 kJ/sec.



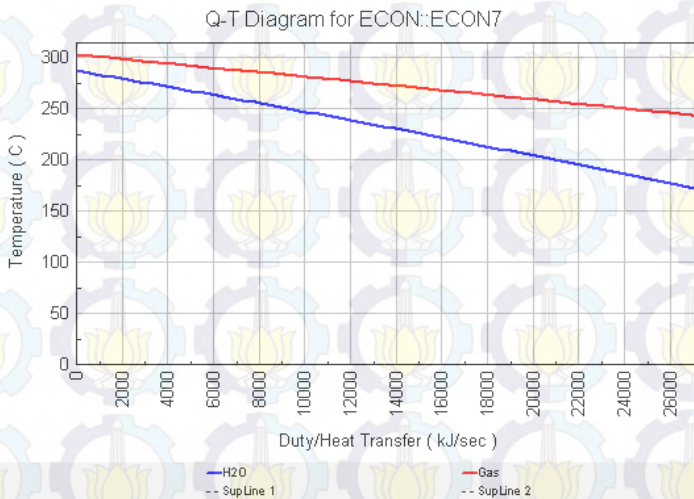
Gambar 4.20 Q-T Diagram HP Evaporator

d. HP Economizer-2

Tabel 4.13 *Flow Data* HP Economizer-2

HP Economizer-2	Gas Inlet (8)			Gas Outlet (9)			Water Inlet (22)			Water Outlet (23)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137399.5	1161001.32	1500006.77	114399.89	156900.09	181800	114399.89	156900.09	181800
Temperature (°C)	275.73	297.61	303.46	233.55	235.98	243.24	171	169.25	171	269.48	277	287
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	106.9	113.3	107.9	106.9	113.3	107.9
Enthalpy (kcal/kg)	66.37	72.67	74.19	55.39	56.45	58.33	174.08	172.36	174.1	282.11	291.16	303.68
Quality				User-specified Gas			0	0	0	0	0	0

Gambar 4.21 merupakan grafik temperatur terhadap *heat transfer* pada *high pressure economizer-2*. Aliran gas mengalami penurunan temperatur dari 303,46°C menjadi 243,24°C dan sebaliknya pada aliran air yang mengalami kenaikan temperature dari 171°C menjadi 287°C. Oleh karena terdapat perbedaan temperature antara fluida panas dan dingin, maka terjadi pertukaran energi panas sebesar 27398 kJ/sec.



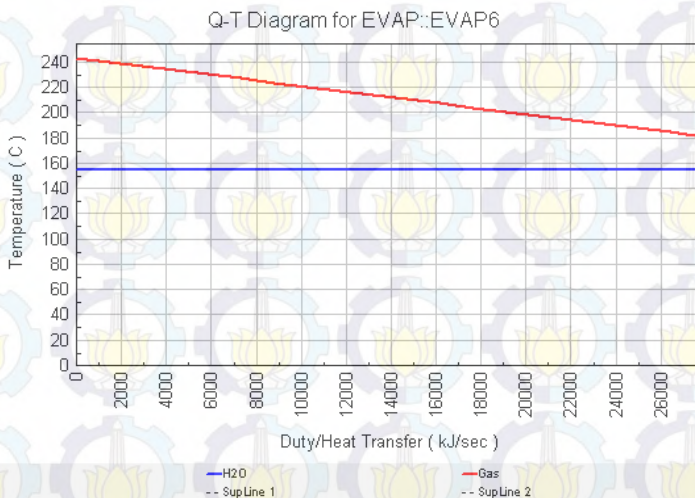
Gambar 4.21 Q-T Diagram HP Economizer-2

e. LP Evaporator

Tabel 4.14 *Flow Data LP Evaporator*

LP Evaporator	Gas Inlet (9)			Gas Outlet (10)			Water Inlet (34)			Water Outlet (35)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137400	1161001.32	1500006.77	32900	33100.01	48900	32900	33100.01	48900
Temperature (°C)	233.55	221.49	243.24	187.91	176.75	191.1	165	165	165	154.72	161.82	154.72
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	15.7	15.8	15.7	5.5	6.6	5.5
Enthalpy (kcal/kg)	55.39	52.67	58.33	41.07	38.5	42.18	166.65	166.65	166.65	657.03	658.9	657.03
Quality			User-specified Gas				0	0	0	1	1	1

Gambar 4.22 merupakan grafik temperatur terhadap *heat transfer* pada *low pressure evaporator*. Aliran gas mengalami penurunan temperatur dari 243,24°C menjadi 181,1°C namun aliran air tidak mengalami kenaikan temperature pada 154,72°C. Hal tersebut terjadi dikarenakan energi yang diserap air digunakan untuk merubah fasa fluida. Pertukaran energi panas terjadi sebesar 27888 kJ/sec.



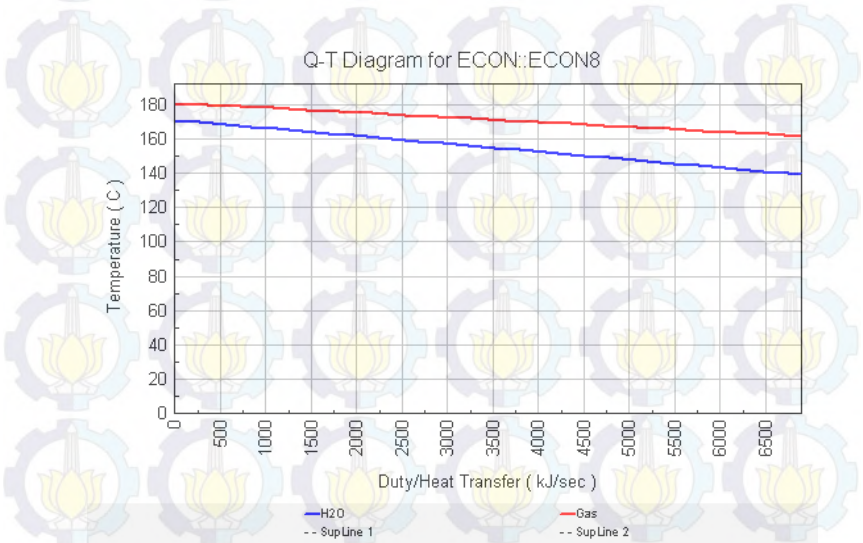
Gambar 4.22 Q-T Diagram LP Evaporator

f. HP Economizer-1

Tabel 4.15 Flow Data HP Economizer-1

HP Economizer-1	Gas Inlet			Gas Outlet			Water Inlet (21)			Water Outlet (22)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	80000.3	580500	1213541.02	800000.3	580500	1213541.02	114399.89	156900.09	181800	114399.89	156900.09	181800
Temperature (°C)	177.91	181.41	181.1	159	149.35	161.95	138.35	139.72	139.2	171	169.25	171
Pressure (kg/cm²)	1.06	181.41	1.06	1.06	1.06	1.06	106.9	113.3	107.9	106.9	113.3	107.9
Enthalpy (kcal/kg)	41.07	42.28	42.18	36.23	34.02	37.25	140.61	142.1	141.49	174.08	172.36	174.1
Quality			User-specified Gas				0	0	0	0	0	0

Gambar 4.23 merupakan grafik tempertatur terhadap *heat transfer* pada *high pressure economizer-1*. Aliran gas mengalami penurunan temperatur dari 181,1°C menjadi 161,95°C dan sebaliknya pada aliran air yang mengalami kenaikan temperature dari 139,2°C menjadi 171°C. Oleh karena terdapat perbedaan temperature antara fluida panas dan dingin, maka terjadi pertukaran energi panas sebesar 6893,6 kJ/sec.



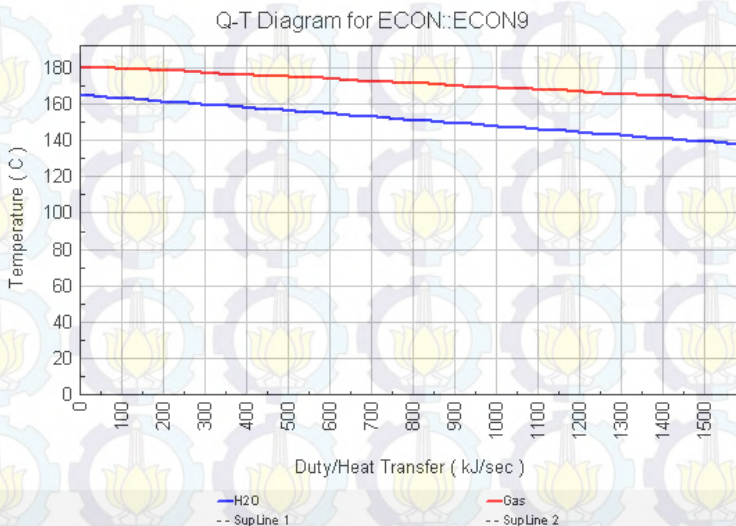
Gambar 4.23 Q-T Diagram HP Economizer-1

g. LP Economizer

Tabel 4.16 *Flow Data LP Economizer*

LP Economizer	Gas Inlet			Gas Outlet			Water Inlet (33)			Water Outlet (34)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	337399.17	580501.21	286465.79	337399.17	580501.21	286465.79	32900	33100.01	48900	32900	33100.01	48900
Temperature (°C)	177.91	181.41	181.1	166.84	175.29	162.43	137.08	138.36	137.92	165	165	165
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	15.7	15.8	15.7	15.7	15.8	15.7
Enthalpy (kcal/kg)	41.07	42.28	42.18	38.24	40.7	37.38	137.91	139.22	138.76	166.65	166.65	166.65
Quality			User-specified Gas				0	0	0	0	0	0

Gambar 4.24 merupakan grafik temperatur terhadap *heat transfer* pada *low pressure economizer*. Aliran gas mengalami penurunan temperatur dari 181,1°C menjadi 162,43°C dan sebaliknya pada aliran air yang mengalami kenaikan temperature dari 137,92°C menjadi 165°C. Oleh karena terdapat perbedaan temperature antara fluida panas dan dingin, maka terjadi pertukaran energi panas sebesar 1586 kJ/sec.



Gambar 4.24 Q-T Diagram LP Economizer

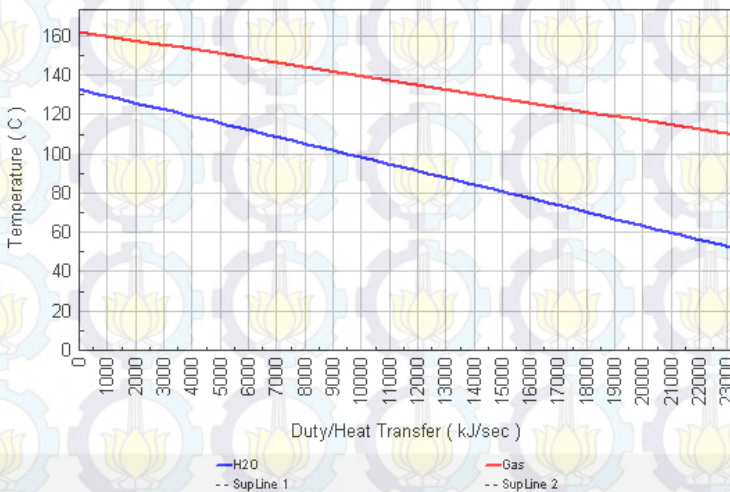
h. Pre Heater

Tabel 4.17 *Flow Data Pre Heater*

Pre Heater	Gas Inlet (11)			Gas Outlet (12)			Water Inlet (15)			Water Outlet (16)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137399.5	1161001.32	1500006.77	163930	206665.6	246130	163930	206665.6	246130
Temperature (°C)	161.32	162.34	162.04	116.72	106.52	109.42	55.21	53.62	51.83	132.63	132.63	132.63
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
Enthalpy (kcal/kg)	36.83	37.36	37.27	25.48	23.07	23.8	55.25	53.67	51.87	133.18	133.18	133.18
Quality			User-specified Gas				0	0	0	0	0	0

Gambar 4.25 merupakan grafik temperatur terhadap *heat transfer* pada *preheater*. Aliran gas mengalami penurunan temperatur dari 162,04°C menjadi 109,42°C dan sebaliknya pada aliran air yang mengalami kenaikan temperature dari 51,83°C menjadi 132,63°C. Oleh karena terdapat perbedaan temperature antara fluida panas dan dingin, maka terjadi pertukaran energi panas sebesar 23274 kJ/sec.

Q-T Diagram for ECON::ECON12



Gambar 4.25 Q-T Diagram Pre Heater

e. High Pressure Boiller Feed Pump (HP BFP)

Tabel 4.22 Flow Data HP BFP

HP BFP	Main Inlet (19)			Control Valve Outlet (20)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	343200	470700	545400	343200	470700	545400
Temperature (°C)	136.91	138.19	137.75	138.35	139.72	139.2
Pressure (kg/cm ²)	3.5	3.5	3.5	106.9	113.3	107.9
Enthalpy (kcal/kg)	137.55	138.85	138.4	140.61	142.1	141.49
Quality	0	0	0	0	0	0

f. Low Pressure Boiller Feed Pump (LP BFP)

Tabel 4.23 Flow Data LP BFP

LP BFP	Main Inlet (18)			Control Valve Outlet (30)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	152700	156000	200400	152700	156000	200400
Temperature (°C)	136.91	138.19	137.75	137.08	138.36	137.92
Pressure (kg/cm ²)	3.5	3.5	3.5	15.7	15.8	15.7
Enthalpy (kcal/kg)	137.55	138.85	138.4	137.91	139.22	138.76
Quality	0	0	0	0	0	0

g. HP Steam Turbine

Tabel 4.24 Flow Data HP ST

HP Steam Turbine	Steam Inlet (28)			Main Outlet (29)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	342750.01	470250	544950	342750.01	470250	544950
Temperature (°C)	460	507	507	198.83	200.41	186.21
Pressure (kg/cm ²)	49.1	67.3	77.9	5.2	5.2	5.2
Enthalpy (kcal/kg)	798.55	819.69	816.86	681.21	682.03	674.62
Quality	1	1	1	1	1	1

h. Open Feedwater Heater-2

Tabel 4.25 Flow Data OFWH-2

OFWH - 2	Primary Inlet (37)			Outlet (39)			Secondary Inlet (29)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	91799.99	87900.03	1365.00	434549.98	558150.02	681450	342750.01	470250	544950
Temperature (°C)	154.72	161.92	154.72	189.03	192.4	179.54	198.83	200.41	186.21
Pressure (kg/cm ²)	5.5	6.6	5.5	5.2	5.2	5.2	5.2	5.2	5.2
Enthalpy (kcal/kg)	657.03	658.9	657.03	676.1	678.38	671.1	681.21	682.03	674.62
Quality				1	1	1	1	1	1

i. LP Steam Turbine

Tabel 4.26 Flow Data LP ST

LP Steam Turbine	Steam Inlet (39)			Main Outlet (40)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	434549.98	558150.02	681450	434549.98	558150.02	681450
Temperature (°C)	189.03	193.4	179.54	33.25	33.25	33.25
Pressure (kg/cm ²)	5.2	5.2	5.2	0.05	0.05	0.05
Enthalpy (kcal/kg)	676.1	678.38	671.1	542.25	543.91	538.58
Quality	1	1	1	0.88	0.88	0.87

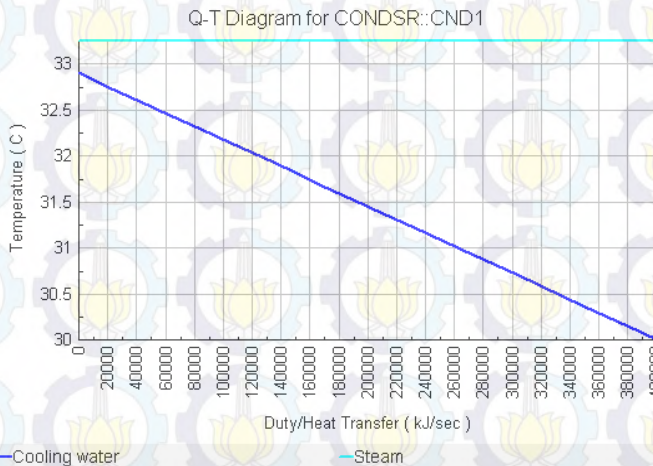
j. Condensor

Tabel 4.27 *Flow Data Condensor*

Condensor	Main Steam Inlet (40)			Main Exit (41)			Cooling Water Inlet			Cooling Water Exit		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	434549.98	558150.02	681450	437789.99	563296.84	684690	76443412.5	98441332	119017378	76443412.5	98441332	119017378
Temperature (°C)	33.25	33.25	33.25	33.25	33.25	33.25	30	30	30	32.9	32.9	32.9
Pressure (kg/cm ²)	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	3	3	3	3	3	3
Enthalpy (kcal/kg)	542.25	543.91	538.58	33.26	33.26	33.26	30.08	30.08	30.08	32.97	32.97	32.97
Quality	0.88	0.88	0.87	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Condensor	Aux Water Inlet (45)			Aux Water Inlet (44)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	2790	4696.79	2790	450	450	450
Temperature (°C)	42	42	42	57.06	56.7	56.49
Pressure (kg/cm ²)	1.5	1.5	1.5	49.1	67.3	77.5
Enthalpy (kcal/kg)	42.02	42.02	42.02	58	58	58
Quality	0	0	0	0	0	0

Gambar 4.26 merupakan grafik temperatur terhadap *heat transfer* pada kondensor. Aliran fluida dingin mengalami kenaikan temperatur dari 30°C menjadi 32,9°C namun aliran fluida panas tidak mengalami kenaikan temperature pada 33,25°C. Hal tersebut terjadi dikarenakan energi yang diserap air digunakan untuk merubah fasa fluida. Pertukaran energi panas terjadi sebesar 400524 kJ/sec.



Gambar 4.26 Q-T Diagram Kondensor



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan simulasi perancangan *combine cycle power plant* UBP Perak konfigurasi 3-3-1 dengan beban 50%, 75% dan 100% kemudian dilakukan validasi dengan analisis termodinamika. Selanjutnya dari penelitian ini, didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Pada saat beban puncak 500MW (*peak load*), pembangkit dioperasikan dengan konfigurasi 3-3-1 beban 100%. Sedangkan saat beban dasar 100MW (*base load*), pembangkit dioperasikan dengan konfigurasi 1-1-1 beban 60%.
2. Pada saat *peak load*, pembangkit memiliki efisiensi sebesar 49,73%. Sedangkan pada saat *base load*, pembangkit memiliki efisiensi sebesar 45,18%. Berbanding terbalik dengan *heat rate* yang bernilai 1728,9 kcal/kWh dan 1903,5 kcal/kWh.
3. Pada saat *peak load*, pembangkit mengkonsumsi total LHV *fuel* sebesar 1005320 kJ/s. Pada saat *base load*, pembangkit mengkonsumsi total LHV *fuel* sebesar 221292 kJ/s.
4. Pembangkit pada penelitian ini memiliki karakteristik setiap tingkat keadaan yang berbeda-beda, baik dengan variasi konfigurasi maupun beban.
5. Simulasi pada penelitian ini memiliki nilai error kurang dari 1% terhadap analisis perhitungan termodinamika.

5.2 Saran

1. Diperlukan penjelasan lebih detail tentang standar operasi pembangkit agar tidak terjadi hal-hal yang tidak diinginkan seperti kerusakan sudu turbin uap yang diakibatkan pengembunan air pada *last stage steam turbine*, pengembunan H₂O pada stack yang diakibatkan terlampaui *dew point* dan kerusakan ekosistem air laut yang diakibatkan

selisih temperatur pada sistem pendinginan utama kondensor lebih dari 5°C .

2. PT Indonesia Power UBP Perak dapat melakukan simulasi *gatecycle* dalam perencanaan ataupun operasi yang disesuaikan karakteristik pembebanan dan instrument desain pembangkit. Hal tersebut dilakukan agar efisiensi penggunaan bahan bakar lebih baik dalam memenuhi kebutuhan listrik nasional.



DAFTAR PUSTAKA

- Moran MJ, Shapiro HN. 2006. *“Fundamentals of Engineering Thermodynamics”*. John Wiley & Sons Inc.
- Susanto , Hari. 2009. **Mengenai dan Memahami Proses Operasi PLTGU Pengalaman Dari Gresik**. Jakarta. Lintang Pancar Semesta
- Pudjanarsa A, Nursuhud D. 2013. **Mesin Konversi Energi**. Yogyakarta. CV Andi Offset
- Ekasari, Pritha Ayu. 2013. **Analisis Termodinamika Pengaruh Variasi Beban Turbin Gas Terhadap Performa Siklus Gabungan PLTGU blok I PT PJB UP Gresik**. Surabaya. Digital Library ITS
- Widyananda, Nita Eka. 2013. **Analisis Termodinamika Pengaruh Konfigurasi Pengoperasian Terhadap Performa Siklus Gabungan PLTGU blok I UP Gresik**. Surabaya. Digital Library ITS
- Pandey, Akash. 2011. *Performance Analysis of a Compact Heat Exchanger*. Rourkela. Citeseerx
- Kumar R, Tewari PC. 2014. *Thermal Performance and Economic Analysis of 210 Mwe Coal-Fired Power Plant*. India. Departement of Mechanical Engineering, D.C.R University of Science and Technology.



LAMPIRAN

Tabel Data Hasil Simulasi
PLTGU UBP Perak dengan Konfigurasi 3-3-1

CEP	Main Inlet (41)			Control Valve Outlet (42)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	437790	563296.84	684690	437790	563296.84	684690
Temperature (°C)	33.25	33.25	33.25	33.54	33.54	33.54
Pressure (kg/cm ²)	0.05	0.05	0.05	3.5	3.5	3.5
Enthalpy (kcal/kg)	33.26	33.26	33.26	33.62	33.62	33.62
Quality	0	0	0			0

Air Rejector	Hot Side Inlet (43)			Hot Side Outlet (44)			Cold Side Inlet (42)			Cold Side Outlet (13)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	450	450	450	450	450	450	437790	563296.8	684690	437790	563296.8	684690
Temperature (°C)	460	507	507	57.06	56.7	56.49	33.54	33.54	33.54	45	45	45
Pressure (kg/cm ²)	49.1	67.3	77.9	49.1	67.3	77.9	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
Enthalpy (kcal/kg)	798.55	819.69	816.86	58	58	58	33.62	33.62	33.62	45.06	45.06	45.06
Quality		1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0

OFWH - 1	Primary Inlet (14)			Outlet (15)			Secondary Inlet (32)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	145930	187765.6	228230	163930	206665.6	246130	18000	18900	17900
Temperature (°C)	45	45	45	55.21	53.62	51.83	137.08	138.36	137.92
Pressure (kg/cm ²)	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	15.7	15.8	15.7
Enthalpy (kcal/kg)	45.06	45.06	45.06	55.25	53.67	51.87	137.91	139.22	138.76
Quality				0	0	0			

Pre Heater	Gas Inlet (11)			Gas Outlet (12)			Water Inlet (15)			Water Outlet (16)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137400	1161001.32	1500006.77	163930	206665.6	246130	163930	206665.6	246130
Temperature (°C)	161.32	162.34	162.04	116.72	106.52	109.42	55.21	53.62	51.83	132.63	132.63	132.63
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
Enthalpy (kcal/kg)	36.83	37.36	37.27	25.48	23.07	23.8	55.25	53.67	51.87	133.18	133.18	133.18
Quality	User-specified Gas						0	0	0	0	0	0

Deaerator	Main Steam Inlet (38)			Main BFW Inlet (17)			Main BFW Outlet			Vent Steam Outlet (45)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	6900	11400	10200	491790	619996.84	738390	495900	626700.1	738390	2790	4696.79	2790
Temperature (°C)	154.72	161.82	154.72	132.63	132.63	132.63	136.91	138.19	137.75	138.19	138.19	138.19
Pressure (kg/cm ²)	5.5	6.6	5.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
Enthalpy (kcal/kg)	657.03	658.9	657.03	133.18	133.18	133.18	137.55	138.85	138.4	652.23	652.23	652.23
Quality	1	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1	1

HP BFP	Main Inlet (19)			Control Valve Outlet (20)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	343200	470700	545400	343200	470700	545400
Temperature (°C)	136.91	138.19	137.75	138.35	139.72	139.2
Pressure (kg/cm ²)	3.5	3.5	3.5	106.9	113.3	107.9
Enthalpy (kcal/kg)	137.55	138.85	138.4	140.61	142.1	141.49
Quality	0	0	0	0	0	0

LP BFP	Main Inlet (18)			Control Valve Outlet (30)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	152700	156000	200400	152700	156000	200400
Temperature (°C)	136.91	138.19	137.75	137.08	138.36	137.92
Pressure (kg/cm ²)	3.5	3.5	3.5	15.7	15.8	15.7
Enthalpy (kcal/kg)	137.55	138.85	138.4	137.91	139.22	138.76

LP Economizer	Gas Inlet			Gas Outlet			Water Inlet (33)			Water Outlet (34)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	337399.17	580501.21	286465.79	337399.2	580501.21	286465.79	32900	33100.01	48900	32900	33100.01	48900
Temperature (°C)	177.91	181.41	181.1	166.84	175.29	162.43	137.08	138.36	137.92	165	165	165
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	15.7	15.8	15.7	15.7	15.8	15.7
Enthalpy (kcal/kg)	41.07	42.28	42.18	38.24	40.7	37.38	137.91	139.22	138.76	166.65	166.65	166.65
Quality	User-specified Gas						0	0	0	0	0	0

LP Evaporator	Gas Inlet (9)			Gas Outlet (10)			Water Inlet (34)			Water Outlet (35)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137400	1161001.32	1500006.77	32900	33100.01	48900	32900	33100.01	48900
Temperature (°C)	233.55	221.49	243.24	187.91	176.75	191.1	165	165	165	154.72	161.82	154.72
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	15.7	15.8	15.7	5.5	6.6	5.5
Enthalpy (kcal/kg)	55.39	52.67	58.33	41.07	38.5	42.18	166.65	166.65	166.65	657.03	658.9	657.03
Quality	User-specified Gas						0	0	0	1	1	1

HP Economizer-1	Gas Inlet			Gas Outlet			Water Inlet (21)			Water Outlet (22)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	800000.3	580500	1213541.02	800000.3	580500	1213541.02	114399.89	156900.1	181800	114399.9	156900.1	181800
Temperature (°C)	177.91	181.41	181.1	159	149.35	161.95	138.35	139.72	139.2	171	169.25	171
Pressure (kg/cm ²)	1.06	181.41	1.06	1.06	1.06	1.06	106.9	113.3	107.9	106.9	113.3	107.9
Enthalpy (kcal/kg)	41.07	42.28	42.18	36.23	34.02	37.25	140.61	142.1	141.49	174.08	172.36	174.1
Quality	User-specified Gas						0	0	0	0	0	0

HP Economizer-2	Gas Inlet			Gas Outlet			Water Inlet			Water Outlet		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137400	1161001.32	1500006.77	114399.89	156900.1	181800	114399.9	156900.1	181800
Temperature (°C)	275.73	297.61	303.46	233.55	235.98	243.24	171	169.25	171	269.48	277	287
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	106.9	113.3	107.9	106.9	113.3	107.9
Enthalpy (kcal/kg)	66.37	72.67	74.19	55.39	56.45	58.33	174.08	172.36	174.1	282.11	291.16	303.68
Quality	User-specified Gas						0	0	0	0	0	0

HP Evaporator	Gas Inlet			Gas Outlet			Water Inlet			Water Outlet		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137400	1161001.32	1500006.77	114399.89	156900.1	181800	114400	156900.1	181800
Temperature (°C)	423.02	485.18	464.93	285.73	307.61	313.46	269.48	277	287	261.57	281.84	291.76
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	106.9	113.3	107.9	49.1	67.3	77.9
Enthalpy (kcal/kg)	66.37	123.5	117.86	66.37	72.67	74.19	282.11	291.16	303.68	667.71	663.6	660.41
Quality	User-specified Gas						0	0	0	1	1	1

Superheater-1	Gas Inlet			Gas Outlet			Water Inlet			Water Outlet		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137400	1161001.32	1500006.77	114400.04	156900.1	181800	114400	156900.1	181800
Temperature (°C)	467.71	542.67	525.17	423.02	485.18	464.93	261.57	281.84	291.76	440	440	473
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	49.1	67.3	77.9	49.1	67.3	77.9
Enthalpy (kcal/kg)	117.7	139.54	134.59	105.54	123.5	117.86	667.71	663.6	660.41	787.4	781.1	797.04
Quality	User-specified Gas						1	1	1	1	1	1

Superheater-2	Gas Inlet			Gas Outlet			Water Inlet			Water Outlet		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	1137399.5	1161001.32	1500006.77	1137400	1161001.32	1500006.77	114400.04	156900.1	181800	114400	156900.1	181800
Temperature (°C)	471.84	561.38	533.84	467.71	542.67	525.17	440	440	473	460	507	507
Pressure (kg/cm ²)	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	1.06	49.1	67.3	77.9	49.1	67.3	77.9
Enthalpy (kcal/kg)	118.83	144.81	137.01	117.7	139.54	134.59	787.4	781.1	797.04	798.55	819.69	816.86
Quality	User-specified Gas						1	1	1	1	1	1

HP Steam Turbine	Steam Inlet			Main Outlet (29)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	342750.01	470250	544950	342750	470250	544950
Temperature (°C)	460	507	507	198.83	200.41	186.21
Pressure (kg/cm ²)	49.1	67.3	77.9	5.2	5.2	5.2
Enthalpy (kcal/kg)	798.55	819.69	816.86	681.21	682.03	674.62
Quality	1	1	1	1	1	1

OFWH - 2	Primary Inlet (37)			Outlet (39)			Secondary Inlet (29)		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	91799.99	87900.03	136500	434550	558150.02	681450	342750.01	470250	544950
Temperature (°C)	154.72	161.82	154.72	189.03	193.4	179.54	198.83	200.41	186.21
Pressure (kg/cm ²)	5.5	6.6	5.5	5.2	5.2	5.2	5.2	5.2	5.2
Enthalpy (kcal/kg)	657.03	658.9	657.03	676.1	678.38	671.1	681.21	682.03	674.62
Quality				1	1	1	1	1	1

LP Steam Turbine	Input			Output		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	434549.98	558150.02	681450	434550	558150.02	681450
Temperature (°C)	189.03	193.4	179.54	33.25	33.25	33.25
Pressure (kg/cm ²)	5.2	5.2	5.2	0.05	0.05	0.05
Enthalpy (kcal/kg)	676.1	678.38	671.1	542.25	543.91	538.58
Quality	1	1	1	0.88	0.88	0.87

Condensor	Main Steam Inlet (40)			Main Exit (41)			Cooling Water Inlet			Cooling Water Exit		
	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%	50%	75%	100%
Flowrate (kg/hr)	434549.98	558150.02	681450	437790	563296.84	684690	76443412.5	98441332	119017378.1	76443413	98441332	119017378.1
Temperature (°C)	33.25	33.25	33.25	33.25	33.25	33.25	30	30	30	32.9	32.9	32.9
Pressure (kg/cm ²)	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	3	3	3	3	3	3
Enthalpy (kcal/kg)	542.25	543.91	538.58	33.26	33.26	33.26	30.08	30.08	30.08	32.97	32.97	32.97
Quality	0.88	0.88	0.87	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Aux Water Inlet (45)			Aux Water Inlet (44)								
	50%	75%	100%	50%	75%	100%						
	2790	4696.79	2790	450	450	450						
	42	42	42	57.06	56.7	56.49						
	1.5	1.5	1.5	49.1	67.3	77.9						
	42.02	42.02	42.02	58	58	58						
	0	0	0	0	0	0						

BIODATA PENULIS



Muhammad Iqbal Muttaqin lahir di Tangerang, 22 April 1993. Merupakan anak ketiga dari 4 bersaudara pasangan Wawan Darmawan dan Wiwiek Idayanti. Pendidikan formal yang ditempuh adalah SD Semen Gresik, SD Muhammadiyah 2 Gresik, SMP Muhammadiyah 12 GKB Gresik, SMA Negeri 1 Gresik. Sejak muda, penulis selalu tertarik dengan dunia teknik. Oleh karena itu, penulis memilih untuk melanjutkan studinya di jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang terdaftar dengan NRP 2111100156.

Selama masa kuliah, penulis aktif mengikuti organisasi Himpunan Mahasiswa Mesin ITS sebagai Kepala Biro Pelatihan, Departemen Pengembangan Sumber Daya Mahasiswa. Terhitung hingga Januari 2016, penulis aktif sebagai Syabab Hizbut Tahrir Indonesia chapter ITS. Penulis juga pernah mengemban amanah sebagai Koordinator Laboratorium Termodinamika dan Perpindahan Panas, Teknik Mesin ITS dan Pemandu FTI ITS. Di Jurusan Teknik Mesin, penulis mengambil bidang studi Konversi Energi sebagai bahasan tugas akhir yang memiliki topic Pembangkit Listrik di bawah bimbingan Prof. Dr. Djatmiko Ichsani, M.Eng.

Jika ada informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada Penulis, dapat melalui email miqbal.muttaqin54@gmail.com.